

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
 Отделение школы (НОЦ) Нефтегазового дела

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА МАГИСТРА

| Тема работы |
|---|
| Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций |

УДК 622.691.5-83:66.078

Студент

| Группа | ФИО | Подпись | Дата |
|--------|--------------------------|---------|------|
| 2БМ91 | Симагин Сергей Сергеевич | | |

Руководитель ВКР

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|------------|----------------|------------------------|---------|------|
| Доцент ОНД | Рудаченко А.В. | к.т.н. | | |

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|------------|--------------|------------------------|---------|------|
| Доцент ОНД | Романюк В.Б. | к.т.н. | | |

По разделу «Социальная ответственность»

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|---------------|------------|------------------------|---------|------|
| Профессор ООД | Сечин А.И. | д.т.н. | | |

Консультант-лингвист

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|---------------------------|--------------|------------------------|---------|------|
| Старший преподаватель ОИЯ | Сумцова А.И. | к.ф.н. | | |

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

| Руководитель ООП | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|------------------|--------------|------------------------|---------|------|
| ОНД ИШПР | Шадрина А.В. | д.т.н., доцент | | |

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа Инженерная школа природных ресурсов

Направление подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»

Отделение школы (НОЦ) Нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП

 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

| |
|--|
| Магистерской диссертации |
| (бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации) |

Студенту:

| Группа | ФИО |
|--------|----------------------------|
| 2БМ91 | Симагину Сергею Сергеевичу |

Тема работы:

| | |
|--|-------------------------|
| Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | |
| Утверждена приказом директора (дата, номер) | №117-62/с от 27.04.2021 |

| | |
|--|------------|
| Срок сдачи студентом выполненной работы: | 07.06.2021 |
|--|------------|

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

| | |
|---|--|
| Исходные данные к работе | Классификация возникающих вибраций в процессе работы насосного агрегата НМ-10000-210, теоретическое обоснование применяемых способов понижения вибрации, разработка математической модели системы «двигатель-муфта-насос», моделирование процесса смещения подвижной оси вследствие возникающих динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций |
| Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной</i> | Введение Глава 1. Системы защиты от вибраций и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций Глава 2. Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах НПС Глава 3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение. |

| | |
|--|--|
| <i>работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i> | Глава 4. Социальная ответственность Заключение Список публикаций Список использованных источников ПРИЛОЖЕНИЕ А. Research and analysis of dynamic loads in pumping units of oil pumping stations |
| Перечень графического материала | Диапазон значений скоростей двигателя при условии неуравновешенности двигателя, области роста амплитуды вибрации насоса, схема двигателя, спектр для разных скоростей вращения, фазовые графики, общая схема электродвигателя, насоса и муфты, зависимости смещения, виброскорости, виброускорения при статическом, динамическом и моментном дисбалансе. |
| Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы | |
| Раздел | Консультант |
| Финансовый менеджмент | Романюк В.Б., к.э.н, доцент ОНД ИШПР |
| Социальная ответственность | Сечин А.И., д.т.н, профессор ООД ШБИП |
| Иностранный язык | Сумцова О.В., к.ф.н, старший преподаватель ОИЯ ШБИП |
| Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках: | |
| <i>Раздел на английском языке:</i> Приложение А. Research and analysis of dynamic loads in pumping units of oil pumping stations | |
| <i>Разделы на русском языке:</i> реферат, введение, заключение, главы 1-4 | |

| | |
|---|--|
| Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику | |
|---|--|

Задание выдал руководитель:

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|-----------------|----------------------------------|------------------------|---------|------|
| доцент ОНД ИШПР | Рудаченко Александр Валентинович | к.т.н. | | |

Задание принял к исполнению студент:

| Группа | ФИО | Подпись | Дата |
|--------|--------------------------|---------|------|
| 2БМ91 | Симагин Сергей Сергеевич | | |

Планируемые результаты обучения по ООП

| <i>Код результата</i> | <i>Результат обучения</i> | <i>Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон</i> |
|--|---|--|
| <i>В соответствии с универсальными, общепрофессиональными и профессиональными компетенциями</i> | | |
| Общие по направлению подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело» | | |
| УК(У)-1 | Способен осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| УК(У)-2 | Способен управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| УК(У)-3 | Способен организовывать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| УК(У)-4 | Способен применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном(ых) языке(ах), для академического и профессионального взаимодействия | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| УК(У)-5 | Способен анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| УК(У)-6 | Способен определять и реализовывать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| ОПК(У)-1 | Способен решать производственные и (или) исследовательские задачи на основе фундаментальных знаний в нефтегазовой области | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| ОПК(У)-2 | Способен осуществлять проектирование объектов нефтегазового производства | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| ОПК(У)-3 | Способен разрабатывать научно-техническую, проектную и служебную документацию, оформлять научно-технические отчеты, обзоры, публикации, рецензии | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| ОПК(У)-4 | Способен находить и перерабатывать информацию, требуемую для принятия решений в научных исследованиях и в практической технической деятельности | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| ОПК(У)-5 | Способен оценивать результаты научно-технических разработок, научных исследований и обосновывать собственный выбор, систематизируя и обобщая достижения в нефтегазовой отрасли и смежных областях | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> |
| ОПК(У)-6 | Способен участвовать в реализации основных и дополнительных профессиональных образовательных программ, используя специальные научные и профессиональные знания | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ</i> <i>Профстандарт: 01.004</i> |
| Специализация «Надежность и безопасность объектов транспорта и хранения углеводородов» | | |

| <i>Код результата</i> | <i>Результат обучения</i> | <i>Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон</i> |
|---------------------------|---|---|
| ПК(У)-1 | Способность разрабатывать учебно-методическое обеспечение программ профессионального обучения, а также реализовывать их | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ Профстандарт: 01.004</i> |
| ПК(У)-2 | Способность анализировать и обобщать данные о работе технологического оборудования, осуществлять контроль, техническое сопровождение и управление технологическими процессами в нефтегазовой отрасли | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ Профстандарты: 19.010, 19.026, 19.055</i> |
| ПК(У)-3 | Способность оценивать экономическую эффективность инновационных решений в области трубопроводного транспорта углеводородов | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ Профстандарты: 19.010, 19.026, 19.055</i> |
| ПК(У)-4 | Способность обеспечивать безопасную и эффективную эксплуатацию и работу технологического оборудования нефтегазовой отрасли | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ Профстандарты: 19.010, 19.026, 19.055</i> |
| ПК(У)-5 | Способность участвовать в управлении технологическими комплексами, принимать решения в условиях неопределенности | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ Профстандарты: 19.010, 19.026, 19.055</i> |
| ПК(У)-6 | Способность применять полученные знания для разработки и реализации проектов, различных процессов производственной деятельности на основе методики проектирования в нефтегазовой отрасли, а также инструктивно-нормативных документов | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ Профстандарты: 19.010, 19.026, 19.055</i> |
| ПК(У)-7 | Способность применять современные программные комплексы для проектирования технических устройств, аппаратов и механизмов, технологических процессов в соответствии с выбранной сферой профессиональной деятельности | <i>Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ Профстандарты: 19.010, 19.026, 19.055</i> |

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

| Группа | ФИО |
|--------|----------------------------|
| 2БМ91 | Симагину Сергею Сергеевичу |

| Инженерная школа | Природных ресурсов | Отделение | Нефтегазового дела |
|---------------------|--------------------|---------------------------|--|
| Уровень образования | Магистр | Направление/специальность | 21.04.01 «Нефтегазовое дело» профиль «Надежность и безопасность объектов транспорта и хранения углеводородов |

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

| | |
|---|---|
| Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих | В данном разделе ВКР необходимо представить: график выполнения работ, в соответствии с ВКР; трудоемкость выполнения операций; нормативно- правовую базу, используемую для расчётов; результаты расчётов затрат на выполняемые работы; оценить эффективность нововведений и др. Раздел ВКР должен включать: методику расчёта показателей; исходные данные для расчёта и их источники; результаты расчётов и их анализ. |
| Нормы и нормативы расходования ресурсов | Нормы расхода материалов, тарифные ставки заработной платы рабочих, нормы амортизационных отчислений, нормы времени на выполнение операций в ходе выполнения операций согласно справочников Единых норм времени (ЕНВ) и др. |
| Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования | Ставка налога на прибыль 20 %; Страховые взносы 30%; Налог на добавленную стоимость 20% |

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

| | |
|---|--|
| Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения | Расчет капитальных и текущих затрат и финансового результата реализации проекта |
| Планирование и формирование бюджета научных исследований | График выполнения работ |
| Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования | Расчет экономической эффективности внедрения новой техники или технологии |

Перечень графического материала:

Организационная структура управления
Линейный календарный график выполнения работ
Графики динамики и сравнения показателей

| | |
|--|------------|
| Дата выдачи задания для раздела по линейному графику | 07.03.2021 |
|--|------------|

Задание выдал консультант:

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|------------|--------------|---------------------------|---------|-------------|
| Доцент ОНД | Романюк В.Б. | к.э.н., доцент | | 27.03.2021г |

Задание принял к исполнению студент:

| Группа | ФИО | Подпись | Дата |
|--------|--------------------------|---------|-------------|
| 2БМ91 | Симагин Сергей Сергеевич | | 27.03.2021г |

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

| | |
|---------------|---------------------------|
| Группа | ФИО |
| 2БМ91 | Симагину Сергею Сергеевич |

| | | | |
|----------------------------|--------------|----------------------------------|------------------------------|
| ШКОЛА | | Отделение | Отделение нефтегазового дела |
| Уровень образования | Магистратура | Направление/специальность | 21.04.01 «Нефтегазовое дело» |

Тема дипломной работы: «Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

| | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> 1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения | <p>Объектом исследования в данной работе является технологическая обвязка насосного агрегата, расположенная в насосном зале нефтеперекачивающей станции.</p> <p>Область применения: система трубопроводного транспорта, нефтеперекачивающие станции</p> |
|--|---|

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

| | |
|---|--|
| <p>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. | <ul style="list-style-type: none"> - Федеральный закон от 28.12.2013 №426 – ФЗ, О специальной оценке условий труда. – М.: МЦФЭР, 2014. – 120 с - ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарногигиенические требования к воздуху рабочей зоны; - ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности; - Федеральный закон от 30.03.1999 N 52-ФЗ «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения»; - ГОСТ Р 12.1.019-2009 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты; - ГН 2.2.5.1313-03 «Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны»; - СанПиН 2.2.4.548-96. Физические факторы производственной среды. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. Санитарные правила и нормы; - СП 52.13330.2016 «Естественное и искусственное освещение. |
| <p>1. Производственная безопасность</p> <p>Анализ показателей шума и вибрации</p> <ul style="list-style-type: none"> установление соответствия показателей нормативному требованию; <p>Анализ показателей микроклимата</p> <ul style="list-style-type: none"> показатели температурные, скорости движения воздуха, запыленности. <p>Анализ освещенности рабочей зоны</p> <ul style="list-style-type: none"> типы ламп, их количество, соответствие нормативному требованию освещенности; при расчете освещения указать схему размещения светильников на потолке согласно проведенному расчету. <p>Анализ электробезопасности</p> | <p>5.2.1 Анализ показателей шума на рабочем месте</p> <p>5.2.2 Анализ показателей вибрации на рабочем месте</p> <p>5.2.3 Анализ показателя освещенности рабочей зоны</p> <p>5.2.4 Анализ влияния токсичных и вредных веществ</p> <p>5.2.5 Анализ влияния механизмов и оборудования</p> <p>5.2.6 Анализ электробезопасности</p> |

| | |
|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> наличие электроисточников, характер их опасности; установление класса электроопасности помещения, а также безопасные номиналы тока, напряжения, сопротивления заземления. при расчете заземления указать схему размещения заземлителя согласно проведенному расчету. <p>Анализ пожарной безопасности</p> <ul style="list-style-type: none"> присутствие горючих материалов, тем самым, присутствие повышенной степени пожароопасности. категории пожароопасности помещения, марки огнетушителей, их назначение. Разработать схему эвакуации при пожаре. | <p>5.2.7 Анализ влияния аппаратов под давлением</p> <p>5.2.8 Анализ пожарной безопасности</p> <p>Вредные факторы:</p> <ol style="list-style-type: none"> Повышенные уровни шума Повышенные уровни вибрации Недостаточное освещение рабочей зоны Повышенная загазованность воздуха рабочей зоны <p>Опасные факторы:</p> <ol style="list-style-type: none"> Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования Поражение электрическим током Оборудование и трубопроводы, работающие под давлением Пожаровзрывоопасность на рабочем месте |
| <p>2. Экологическая безопасность:</p> <ul style="list-style-type: none"> защита селитебной зоны анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. | <p>5.3.1 Анализ влияния технологии перекачки на сферы жизнеобеспечения</p> <p>5.3.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды</p> |
| <p>3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; выбор наиболее типичной ЧС; разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий. | <p>5.4.1 Анализ вероятных ЧС, которые могут возникнуть при работе НПС;</p> <p>5.4.2 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действий в случае возникновения ЧС</p> |

| | |
|--|------------|
| Дата выдачи задания для раздела по линейному графику | 26.02.2021 |
|--|------------|

Задание выдал консультант:

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|---------------|------------|------------------------|---------|------------|
| Профессор ООД | Сечин А.И. | Д.Т.Н. | | 26.02.2021 |

Задание принял к исполнению студент:

| Группа | ФИО | Подпись | Дата |
|--------|--------------------------|---------|------------|
| 2БМ91 | Симагин Сергей Сергеевич | | 26.02.2021 |

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 108 страниц, 19 рисунков, 19 таблиц, 44 источников.

Ключевые слова: насосный агрегат, уплотнение насоса, неуравновешенные динамические нагрузки, моделирование математической модели работы насосного агрегата, уравнение Лагранжа 2 рода.

Объектом исследования является насосный агрегат с подачей 10000 м³, напором 210 м на объекте нефтеперекачивающей станции.

Целью работы является исследование возможных путей снижения динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации для повышения уровня надежности оборудования НПС, энергоэффективности, повышения достоверности определения видов дефектов и планирование их ремонтных работ. В большинстве случаев характерными дефектами для насосного агрегата становятся различного рода дисбалансы: динамический, статический и моментный, а также другие дефекты – износ подшипников, расцентровка и т.д.. Все эти проблемы связаны со скоростью вращения ротора и неоднородностью масс.

Теоретический обзор содержит данные о системе защиты от вибраций и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций, источники вибраций на объектах трубопроводного транспорта углеводородов, способы снижения уровня вибрации, а также описание выражения Лагранжа относительно работы насосного агрегата на НПС.

Основная часть содержит в себе математическое моделирование процесса колебаний, вибраций и неуравновешенных динамических нагрузок в процессе работы насосного агрегата на нефтеперекачивающей станции.

| | | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|--|--------------------------|------|--------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Реферат | Лит. | Лист | Листов |
| Рцковод. | | Рцдаченко А.В. | | | | | 9 | 107 |
| Консульт. | | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | | |
| | | | | | | | | |

С помощью данной модели можно повысить надежность и пригодность оборудования НПС путем выявления характерных признаков разновидностей дефектов.

Финансовая и социальная части включают в себя сравнительный экономический анализ виброанализаторов для проведения диагностики технологической обвязки насосного агрегата, а также меры безопасности при работе насосного агрегата на нефтеперекачивающей станции.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|----------------|-------------|
| | | | | | <i>Реферат</i> | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 10 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | |

Определения, обозначения, сокращения

Термины и определения

В данной работе применены следующие термины с соответствующими определениями:

Нефтеперекачивающая станция: комплекс сооружений и устройств для приема и перекачки нефти насосными агрегатами по магистральному нефтепроводу.

Трубопровод технологический: трубопроводы, предназначенные для транспортирования в пределах промышленного предприятия или группы этих предприятий различных веществ, необходимых для ведения технологического процесса или эксплуатации оборудования.

Насосный агрегат: комплекс устройств, состоящий из насоса, двигателя и трансмиссии.

Техническое состояние объекта: состояние, которое характеризуется в определенный момент времени, при определенных условиях внешней среды, значениями параметров, установленных технической документацией на объект. Напряжённо-деформированное состояние: совокупность внутренних напряжений и деформаций конструкции, возникающих при действии на неё внешних нагрузок.

Нагрузка: силовое воздействие, вызывающее изменение напряженно-деформированного состояния трубопровода.

Предел прочности (временное сопротивление): нормативное минимальное значение напряжения, при котором происходит разрушение материала при растяжении.

| | | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|--|--------------------------|------|--------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Определения, обозначения, сокращения | Лит. | Лист | Листов |
| Рцковод. | | Рцдаченко А.В. | | | | | 11 | 107 |
| Консульт. | | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | | |
| | | | | | | | | |

Предел текучести: нормативное минимальное значение напряжения, с которого начинается интенсивный рост пластических деформаций при растяжении материала.

Надежность: свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания.

Отказ: событие, которое заключается в нарушении работоспособного состояния объекта.

Пропускная способность нефтепровода: количество нефти, проходящее по нефтепроводу за единицу времени.

Сокращения:

НПС – нефтеперекачивающая станция;

НДС – напряжённо-деформированное состояние;

НА – насосный агрегат;

КПД – коэффициент полезного действия;

КИП – контрольно-измерительные приборы;

НТД – нормативно-техническая документация;

СКЗ – среднеквадратическое значение;

НМ – нефтяной магистральный;

ТЭК – топливно-энергетический комплекс;

ТО – техническое обслуживание.

Оглавление

| | |
|--|----|
| РЕФЕРАТ | 9 |
| Определения, обозначения, сокращения | 11 |
| Термины и определения | 11 |
| Введение..... | 16 |
| Глава 1. Системы защиты от вибраций и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций..... | 19 |
| 1.1 Источники вибраций на объектах трубопроводного транспорта углеводородов..... | 19 |
| 1.2 Способы снижения уровня вибрации..... | 27 |
| 1.3 Уравнение Лагранжа..... | 30 |
| 1.4 Выражение $f_i = \delta A_i \delta q_i$ | 31 |
| 1.5 Численное моделирование описанной модели | 32 |
| 1.6 Нелинейность задачи | 32 |
| 1.7 Постановка проблемы..... | 32 |
| Глава 2. Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах НПС..... | 34 |
| 2.1 Описание модели..... | 34 |
| 2.2 Метод Лагранжа | 38 |
| 2.3 Кинетическая энергия системы | 39 |
| 2.4 Потенциальная энергия системы..... | 39 |
| 2.5 Главный вектор и главный момент сил | 39 |
| 2.6 Работа обобщенных сил. Производные по обобщенным координатам x, y, z, β | 40 |
| 2.7 Анализ математической модели | 41 |

| | | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|--|--------------------------|------|--------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Оглавление | Лит. | Лист | Листов |
| Руковод. | | Рудаченко А.В. | | | | | 13 | 107 |
| Консульт. | | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | | |
| | | | | | | | | |

| | | |
|---|--|----|
| 2.7.1 | Динамический дисбаланс | 41 |
| 2.7.2 | Статический дисбаланс | 43 |
| 2.7.3 | Моментный дисбаланс..... | 45 |
| 2.7.4 | Зависимость работы обобщенных сил от виброскорости..... | 47 |
| Глава 3. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ..... | | 49 |
| 3.1 | Анализ конкурентных технических решений..... | 49 |
| 3.2 | Планирование работ по проведению вибродиагностики технологической обвязки насосного агрегата | 52 |
| 3.3 | Определение трудоемкости выполнения работ..... | 53 |
| 3.4 | Разработка графика проведения проекта | 54 |
| 3.5 | Бюджет затрат на исследование | 58 |
| 3.5.1 | Расчет материальных затрат исследования | 58 |
| 3.5.2 | Расчет затрат на специальное оборудование для проведения исследования | 59 |
| 3.5.3 | Основная заработная плата исполнителей исследования..... | 60 |
| 3.5.4 | Дополнительная заработная плата исполнителей исследования..... | 61 |
| 3.5.5 | Отчисления во внебюджетные фонды | 62 |
| 3.5.6 | Накладные расходы..... | 63 |
| 3.5.7. | Формирование бюджета на научно-исследовательский проект..... | 63 |
| 3.6. | Определение ресурсоэффективности проекта..... | 64 |
| Глава 4. Социальная ответственность..... | | 68 |
| 4.1. | Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности | 68 |
| 4.1.1 | Специальные правовые нормы трудового законодательства | 68 |
| 4.1.2 | Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны исследователя | 69 |
| 4.2 | Производственная безопасность | 70 |
| 4.2.1 | Анализ показателей шума на рабочем месте | 71 |
| 4.2.2 | Анализ показателей вибрации на рабочем месте | 72 |
| 4.2.3 | Анализ показателя освещенности рабочей зоны | 73 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 4.2.4 | Анализ влияния токсичных и вредных веществ | 79 |
| 4.2.5 | Анализ влияния механизмов и оборудования..... | 80 |
| 4.2.6 | Анализ электробезопасности | 80 |
| 4.2.7 | Анализ влияния аппаратов под давлением..... | 81 |
| 4.2.8 | Анализ пожарной безопасности | 81 |
| 4.3 | Экологическая безопасность | 83 |
| 4.3.1 | Анализ влияния технологии перекачки на сферы жизнеобеспечения 83 | |
| 4.3.2 | Обоснование мероприятий по защите окружающей среды..... | 83 |
| 4.4 | Безопасность в чрезвычайных ситуациях..... | 85 |
| 4.4.1 | Анализ вероятных ЧС, которые могут возникнуть при работе НПС | 85 |
| 4.4.2 | Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действий в случае возникновения ЧС | 85 |
| | Заключение | 87 |
| | Список использованной литературы..... | 90 |
| 1. | Vibration protection systems and analysis of dynamic loads in pumping units of oil pumping stations | 96 |
| 1.1 | Sources of vibration at hydrocarbon pipeline transport facilities | 96 |
| 1.2 | Ways to reduce the vibration level..... | 103 |
| 2.1 | Description of the Lagrange problem | 105 |
| 2.2 | Lagrangian expression | 106 |
| 2.3 | Expression $f_i = \delta A_i \delta q_i$ | 106 |
| 2.4 | Numerical simulation of the described model | 107 |
| 2.5 | Non-linearity of the problem..... | 108 |
| 2.6 | Problem statement | 108 |

Введение

Актуальность. В течение последних лет ТЭК России начал активно развиваться, и с его развитием нефтепроводный транспорт стал самой главной его составляющей. С помощью него производится транспортировка добываемых углеводородов от месторождений до конечного потребителя.

Важную роль в этой системе играют НПС, так как они служат для поддержания давления и напора в технологическом трубопроводе при транспортировке углеводородов. Основной частью НПС являются перекачивающие агрегаты, которые работают с помощью разных приводов: с газотурбинным приводом и электроприводом. В данной работе рассматриваются перекачивающие агрегаты с электроприводом, так как они требуют низких экономических и эксплуатационных затрат в процессе работы, а также имеют высокий КПД и простоту устройства.

Работа основной рабочей части НПС – насосных агрегатов, сопровождаются достаточно высокими значениями нагрузок которые в конечном итоге, могут привести к появлению проблем в их эксплуатации за счет снижения КПД самого насоса и к внеплановым экономическим затратам.

Исходя из вышеперечисленного, необходимость обеспечений безаварийной и безопасной работы является приоритетной задачей, так как от этого зависят экономические затраты на ремонт, а также бесперебойная работа НПС.

Вращающиеся машины считаются важной частью среди компрессоров, насосов, двигателей. Многие из этих устройств очень дороги в ремонте, и малейший дефект может

| | | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|---|---------------------------|------|--------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Введение | Лит. | Лист | Листов |
| Руковод. | | Рудаченко А.В. | | | | | 16 | 107 |
| Консульт. | | | | | | НИ ТПУ ИШПР гпр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | | |
| | | | | | | | | |

привести к огромным потерям. Одна из задач заключается в том, чтобы понять и диагностировать вибрации в этих системах.

Поэтому в данном исследовании и анализе нагрузок в электроприводных установках перекачивающих агрегатов был выбран путь математического моделирования. При работе насосного агрегата возникают разного рода дисбалансы между силами вращения и силами сопротивления: статический, динамический дисбаланс и др. Соответственно существуют разные пути устранения данного дисбаланса, поэтому возникает необходимость в определении причин для раннего определения и диагностики данных видов дефект, что предложено в данной работе.

Объектом исследования является технологическая обвязка насосного агрегата НПС [REDACTED].

Целью этой диссертации является исследование возможных путей снижения динамических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации для повышения уровня надежности оборудования НПС, энергоэффективности, повышения достоверности определения видов дефектов и планирование их ремонтных работ. В большинстве случаев характерными дефектами для насосного агрегата становятся различного рода дисбалансы: динамический, статический и моментный, а также другие дефекты – износ подшипников, расцентровка и т.д.. Все эти проблемы связаны со скоростью вращения ротора и неоднородностью масс. Данный подход позволит повысить надежность оборудования, повысить скорость их обнаружения и ремонта, сократит экономические и временные затраты.

Для достижения данной цели необходимо рассмотреть ряд задач:

1. Анализ причин, наиболее затрудняющих работу оборудования и определение источников снижения его надежности и долговечности.
2. Поиск причин возможного снижения надежности и повышения энергозатрат на основе математического моделирования.
3. На основе результатов, полученных из математической модели определение направлений повышения энергоэффективности.

Практическая значимость: результаты данной работы могут быть использованы для дальнейшего исследования НДС в электроприводных установках перекачивающих агрегатов для решения практических задач по повышению надежности и энергоэффективности оборудования НПС.

Научная новизна: результаты разработки данной математической модели позволят сократить экономические, энергетические и временные затраты, а также повысить надежность и долговечность оборудования НПС.

Глава 1. Системы защиты от вибраций и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций

1.1 Источники вибраций на объектах трубопроводного транспорта углеводородов

Для того, чтобы обеспечить стабильную и бесперебойную добычу флюидов, на нефтеперекачивающих станциях работает огромное количество насосных агрегатов, которые служат для перекачки нефтепродуктов и поддержания давления на всей протяженности трубопровода. Работают данные насосы с заданными характеристиками, такими как мощность, значения которой колеблется от 400 до 10000 кВт, а также установленное количество оборотов, находящийся в диапазоне 300-7000 в минуту. Большинство существующих насосов имеют срок наработки около 60000 часов, поэтому данная часть оборудования нефтеперекачивающей станции значительно изнашивается, как и вся ее линейная часть. В связи с этим значимость надежности и безаварийности оборудования НПС является залогом успешной перекачки и транспортировки нефтепродуктов [1].

Добыча природных ресурсов является важнейшей составляющей нашей страны как для экономики, так и для топливно-энергетического комплекса. Для оборудования НПС, как и для всей нефтегазовой отрасли в целом установлены значительные критерии к качеству этого оборудования, его надежности и эксплуатации. Однако даже с условием этих требований, возникает множество аварий оборудования нефтеперекачивающих станций, связанных в большей степени с изнашиванием составляющих оборудования, вызванное вследствие накопления нагрузок и деформаций [2,3].

В большинстве случаев, перед выходом оборудования из строя происходит значительный скачок вибрации. Связано это с тем, что при долгой

| | | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|--|--------------------------|------|--------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Обзор литературы | Лит. | Лист | Листов |
| Ручковод. | | Рудаченко А.В. | | | | | 19 | 107 |
| Консульт. | | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | | |
| | | | | | | | | |

эксплуатации насоса, максимальное значение вибрации линейно увеличивается с медленной скоростью. В конечном итоге значение вибрации начинает быстро расти и из-за этого происходит поломка насосного агрегата [4].

Именно вследствие динамических неуравновешенных перегрузок ротора, который обеспечивает вращение насоса, происходит поломка насоса [5].

Различные исследования по этой проблеме отображают, что причины роста вибрации насоса могут быть различны, основные из них:

- различного рода дисбаланс (статический, динамический, моментный) вращательных составляющих ротора;
- гидродинамические силы;
- неисправности подшипников и др.

Все возникающие проблемы в насосных агрегатах можно выделить в 3 группы:

- Неустойчивое положение насосного агрегата (крепление)
- Неисправности, вызванные электромагнитными силами
- Дефекты, вызванные по причине воздействия гидродинамических и физических сил (таблица 1.1)

Насосный агрегат состоит из 3 составляющих частей – двигатель, насос и муфта, которая служит для соединения их между собой. Силы, из-за которых возникает рост вибрации, вынужденно действуют в системе в следующих случаях:

- трение в разных точках насоса;
- динамический неуравновешенность и дисбаланс ротора двигателя;
- воздействие перекачиваемой жидкости с рабочей частью насосного агрегата.

Также отдельное воздействие оказывают силы, которые появляются вследствие наличия механических и электрических колебаний из-за поломок.

Таким образом, все силы в совокупности воздействуют на насос, увеличивая

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------|------|
| | | | | | Обзор литературы | Лист |
| | | | | | | 20 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

значение вибрации на частотах отдельных частей насоса, так и непосредственно на сами конструкции [6-18].

Таблица 1.1 — Диагностика насоса

| Изменение и анализ вибрации | | |
|---|---|---|
| Определение причин колебаний | | |
| Определение неисправностей, связанных с жесткостью крепления агрегата | Определение дефектов электромагнитного происхождения | Определение неисправностей механического и гидродинамического происхождения |
| Контурное обследование | Анализ вибрации на выбег Частотный анализ вибрации | Частотный анализ (полосовой или гармонический) |

В целях исключения наличия неисправностей подшипников, муфты, а также рабочих частей насоса проводится диагностика. В случае, когда подшипник находится не на площади корпуса насоса, а значение вибрации, возникшей вследствие гидродинамических сил в точках присоединения подшипников меньше вибрации, которая возникает вследствие механических сил в подшипниках, диагностика проводится по высокочастотной вибрации с периодичностью 2-6 месяцев.

В обратном случае (когда подшипники присоединены к площади насосного агрегата), используется предварительная диагностика на вибрации с низкой и средней частоты, причем периодичность понижается до 1-2 месяцев. Вышеперечисленные методы проверки надежности служат для обнаружения данных дефектов на узлах:

- усталостный износ деталей подшипников скольжения при их длительной эксплуатации;
- состояние смазки радиальных подшипников;
- динамическая неуравновешенность системы тел, состоящей из двигателя, муфты и насоса;

- рабочая часть насоса;
- неравномерная скорость потока, возникновение кавитации.

Совокупность возникающих проблем при работе насосного агрегата приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 — Приведенные проблемы, возникающие при работе насосных агрегатов [19]

| Обозначение | Значение | Спектр | Примечание |
|--|---|---|---|
| Неисправность рабочей части насосного агрегата | Увеличение частоты вращения ротора насоса | Отсутствие механической неуравновешенности ротора, но наличие гидродинамической | Возникает в основном на участке нефтегазосборного трубопровода без образования пузырьков в жидкости |
| Перемещение оси вала | Рост частоты вращений ротора насоса | Низкочастотная вибрация ротора насоса | Образуется, в основном на участках вращения |
| Автоколебания | Увеличение частоты автоколебаний рабочей части насосного агрегата | Вибрация, возникающая из-за колебаний рабочего колеса | Образуется в основном на корпусе |
| Неисправность рабочего колеса | Увеличение значения лопастной частоты | Вибрация, возникающая из-за колебаний лопасти рабочей части | Образуется в основном на корпусе |

Динамическая, статическая, моментная нестабильность ротора является одной из главных причин роста значения динамических нагрузок. Вследствие воздействия сил, возникающих при вращении ротора, образуется явление повышения динамических нагрузок, совокупность всех нагрузок – полигармонический процесс насосного агрегата [19].

Образуется данный процесс при смещении оси вращения, т.е. во время работы ротора возникает расцентровка центра масс, которая происходит вследствие усталостных нагрузок, дефектов, которые возникли изначально при установке насосного агрегата, а также поломки, образованные в процессе работы машины [12].

Согласно статье Розенберга о вибродиагностике, существуют несколько видов вибраций, которые возникают из-за неправильной или длительной работе ротора: динамическая, статическая и моментная [19].

Основными силами, из-за которых происходят разного рода дисбаланс – являются силы, возникающие при работе ротора – центробежные. Также стоит отметить, что повышение значения вибрации при условии, что частота стала одинакова с частотой вращения машины, является гармонической.

В вертикальном и поперечном направлениях относительно частоты вращения ротора, главной причиной возникновения вибрации за счет работы ротора, является большой диапазон скоростей узлов. Стоит отметить, что эти 2 направления по своей частоте также отличаются. Значение вибрации на горизонтальной оси гораздо меньше аналогичных значений составляющих по другим осям.

В явлении повышения амплитуда вибраций, которое возникло из-за динамический, статической и моментной неуравновешенности можно наблюдать явление второй и третьей гармоники частоты, которая обуславливается резким повышением максимального значения вибрации. Но стоит подчеркнуть, что даже при этом данные значения намного меньше уровня оборотной составляющей. Относительно этого значения, данные

вибрации практически не оказывают воздействие на значение вибрации всей системы [20].

Как уже описывалось выше, все перечисленные проблемы, возникающие при работе насосного агрегата могут возникнуть по нескольким основным причинам: изначально неправильно смонтированные насосные агрегаты, накопление усталостных напряжений, износ, а также несовпадение центров масс, возникающих при вращении ротора [21].

В данной работе будет рассматриваться насос магистральный с подачей в 10000 м³/ч и напором 210 м, при условии, что у него есть другое рабочее колесо, подача которого равна 1,25 от номинального значения в случае наличия проблем в роторе (неуравновешенность). Для того, чтобы понять как меняется неуравновешенность, необходимо проанализировать диапазон скоростей вибраций при наличии неуравновешенности (рисунок 1.1)

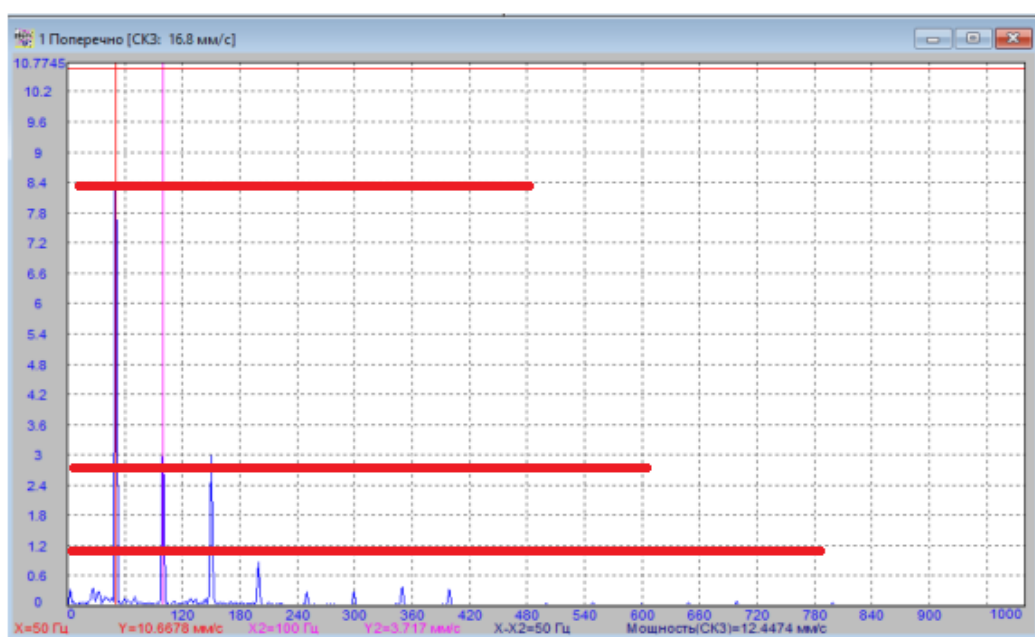


Рисунок 1.1 — Диапазон значений скоростей двигателя при условии неуравновешенности двигателя (ротора) НМ 10000-210 с рабочий колесом на $1,25 Q_{ном}$

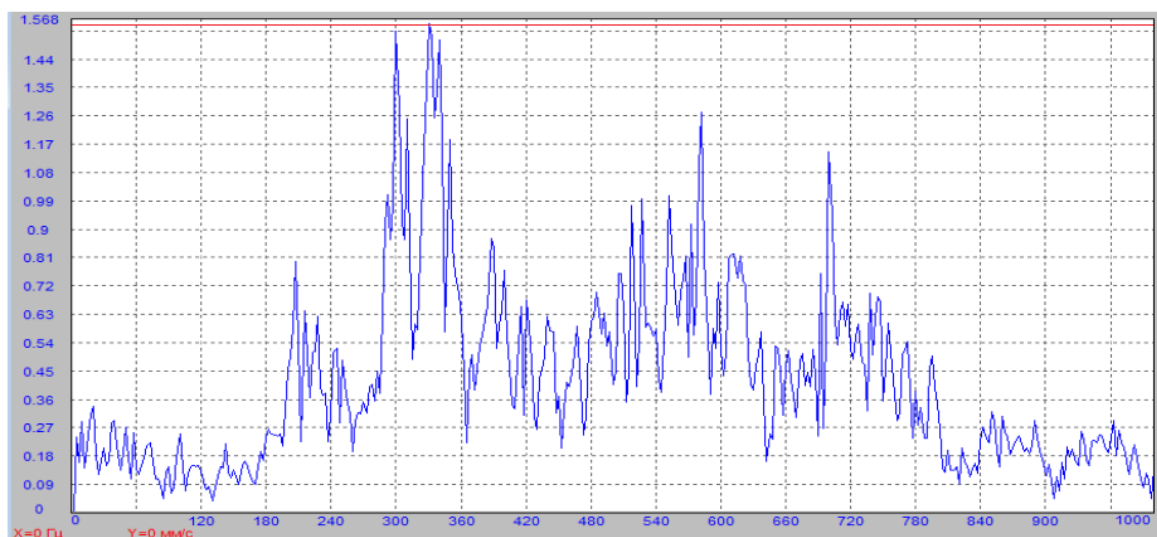
Исходя из рисунка можно заметить, что само явление вибрации происходит при заданном условии частоты в 50 Гц. Из за воздействия усталостных нагрузок, неправильного монтажа подшипников, либо

перемещения оси вращения относительно неподвижной системы координат, амплитудное значение вибрации со временем нарастает [19].

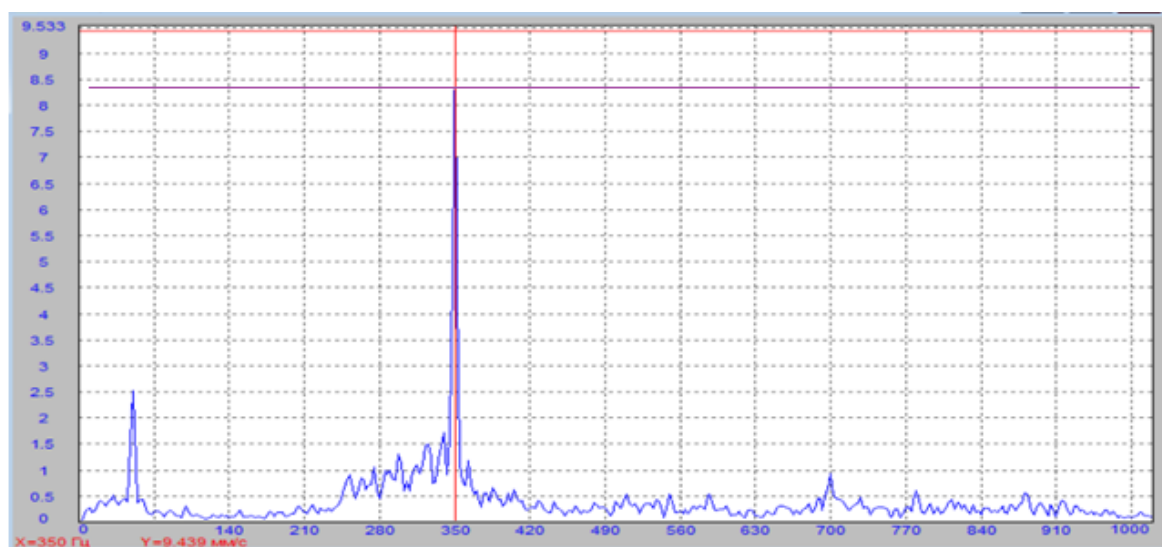
Так называемая расцентровка осей возникает при неправильном расположении муфт и их креплений. В основном такие колебания образуются при наличии двигателей и роторов с большими массами, причем сила реакции в подшипнике является непропорциональной. Также при работе насоса на заданном режиме, который не является номинальным, в большинстве случаев образуется повышенная нагрузка частей рабочего насосов и повышается риск поломки примерно в 15-20 раз. Повышение амплитуды вибрации из-за гидродинамических сил описывается в ряде источников [22-26]

Возмущения вибрации, которые возникают из-за воздействия динамических нагрузок, передающийся из рабочей части насосного агрегата на его внешнюю часть отображены на рисунке 1.2.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------------|------|
| | | | | | Обзор литературы | Лист |
| | | | | | | 25 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |



a)



b)

Рисунок 1.2 — Области роста амплитуды вибрации насоса при а) образовании пузырьков в жидкости б) воздействии гидродинамических сил

На основе статей Блехмана и Челомея вибрации, которые возникают вследствие воздействия гидродинамических сил можно выделить следующим образом: [10; 22]

- 1) Образование вихрей вследствие поворота трассы
- 2) Создание вихрей из-за неравномерной скорости потока
- 3) Резкие скачки давления
- 4) Колебания из-за создания на поверхности жидкости пузырьков

Различную природу может иметь процесс вихреобразования в насосе. Например, при малых подачах вихрь образуется на входе в рабочее колесо [24].

Вихрь в потоке возникает по различным причинам. При небольшой подаче, процесс вихреобразования начинается в рабочей части насоса.

Также в случае неравномерности подачи, в рабочей части колеса насоса создается измененная структура его движения при условии, что дополнительно появляются области, в которых происходит полное изменение характеров протекания ламинарного и турбулентного потока при его движении [26].

Резкие скачки давления возникают на границе смены режима перекачки, т.е. в зонах, где меняется напор.

Происхождение вибраций в насосном агрегате вследствие воздействия гидродинамических сил не исследованы в полной мере, хотя они оказывают достаточно серьезное влияние на работоспособность и надежность насоса.

1.2 Способы снижения уровня вибрации

Существуют различные способы понижения вибрации. Можно выделить несколько категорий:

- 1) Понижение значения физического влияния, которое исходит от источника
- 2) Изменение структуры насосного агрегата, или его составных деталей
- 3) Внедрение механической системы, применение которой позволит снизить степень воздействия колебаний
- 4) Применение изоляции, которая позволит снизить меру воздействия вибраций между их источником и насосным агрегатом [26]

Для того, чтобы уменьшить меру воздействия механического влияния на значение вибрации, обычно применяется ремонт или обновление старых составных деталей насоса, которые могут вызывать дополнительные нагрузки на всю рабочую часть насоса.

Снижение вибрации обычно достигается заменой изношенных частей, вызывающих повышенные колебания механизма, а также снижением дисбаланса ротора. При этом снижать вибрацию нужно во время плановых ремонтов оборудования, так как работа насосных и газоперекачивающих агрегатов должна быть непрерывной, и внеплановые остановки произойдут только в аварийных ситуациях [28].

Также применение виброизоляторов, в состав которых входит демпфер, а также упругий элемент (пружина), один из самых известных методов защиты.

В данной работе более подробно будет рассматриваться этот способ с точки зрения составления математической модели (рисунок 1.3).

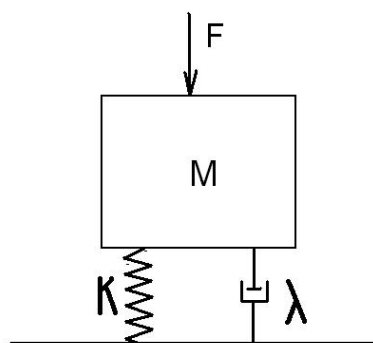


Рисунок 1.3 — План 1 D

Мы используем здесь линейную модель, чтобы показать диссипативный эффект, а также противодействующую силу. Таким образом, уравнение системы:

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda \frac{\partial x}{\partial t} + kx = F \sin \omega t \quad (1.1)$$

где m – масса тела, кг;

λ – коэффициент демпфирования;

k – коэффициент сжатия;

x – смещение, м;

F – прикладываемая сила, Н;

ω – угловая скорость при вращении, об/мин.

В действительности исследуемые системы являются сложными, и тогда невозможно обойтись без моделей с несколькими степенями свободы. Для этого мы используем обобщенную систему координат, число которой равно числу степеней свободы системы (рисунок 1.4).

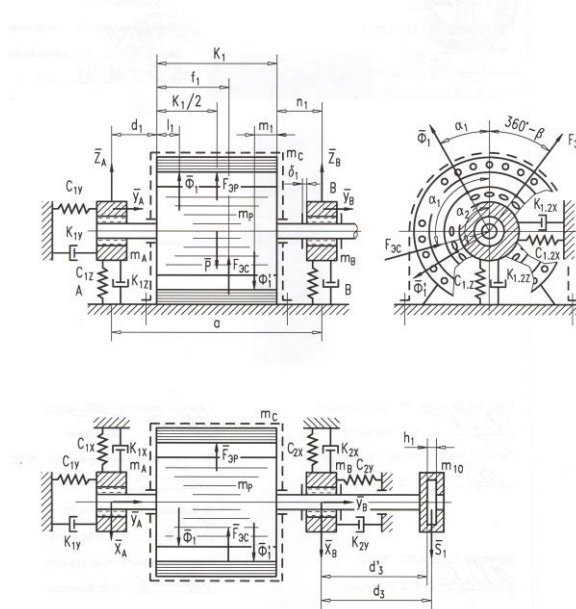


Рисунок 1.4 — Схема двигателя

В этой системе можно перечислить 7 степеней свободы:

- 2 степени свободы в x : x_a, x_b .
- 2 степени свободы в y : y_a, y_b .
- 2 степени свободы в z : z_a, z_b .
- 1 степень свободы при вращении: φ .

В настоящее время мы собираемся ограничить наше исследование первыми шестью степенями свободы, которые мы называем «обобщенными системными координатами», которые мы формализуем при записи q_i, i [29].

1.3 Уравнение Лагранжа

Лагранжиан системы может быть определен следующим уравнением:

$$L = T - E_p - E_d \quad (1.2)$$

где T - кинетическая энергия, E_p - потенциальная энергия и E_d - диссипативная энергия системы, Дж.

Формула Лагранжа показывает:

$$\frac{\delta}{\delta t} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{q}} \right) - \frac{\delta L}{\delta q} = f_i \quad (1.3)$$

где $f_i = \frac{A_i}{\delta \dot{q}_i}$, а A_i представляет сумму произведений внешних сил, отличных от тех, которые происходят из потенциала E_p и E_d .

Таким образом, мы должны определить весь набор сил, действующих на систему, а также лагранжиан. Эффекты жесткости и демпфирования были учтены в лагранжиане. Демпфирование моделируется диссипативной энергией, а жесткость - потенциальной энергией.

Общая кинетическая энергия системы:

$$T = \frac{1}{2} I(\dot{\psi}^2) + \sum_{j=a, \text{rotor}, b} \frac{1}{2} m_j (\dot{x}_j^2 + \dot{y}_j^2 + \dot{z}_j^2) \quad (1.4)$$

А в качестве координат центра ротора C_{rotor} можно записать в виде функции обобщенных координат:

$$\overline{AC_{\text{rotor}}} = \mu \overline{AB} \quad (1.5)$$

А также в векторной форме:

$$\begin{pmatrix} x_{\text{rotor}} \\ y_{\text{rotor}} \\ z_{\text{rotor}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \end{pmatrix} + \mu \begin{pmatrix} x_b - x_a \\ y_b - y_a \\ z_b - z_a \end{pmatrix} \quad (1.6)$$

Кинетическая энергия может быть записана следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^6 m_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (1.7)$$

С матрицей масс М:

$$M = \begin{pmatrix} m_a + m_1(1 - \mu)^2 & 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 \\ 0 & m_a + m_1(1 - \mu)^2 & 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 \\ 0 & 0 & m_a + m_1(1 - \mu)^2 & 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) \\ m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 & mb + m_1\mu^2 & 0 & 0 \\ 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 & mb + m_1\mu^2 & 0 \\ 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 & mb + m_1\mu^2 \end{pmatrix} \quad (1.8)$$

Потенциальная энергия системы соответствует:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^6 k_{ij} q_i q_j \quad (1.9)$$

Диссипативная энергия системы соответствует:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^6 \lambda_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (1.10)$$

Учитывая формулу потенциальной и диссипативной энергий, мы можем в конечном итоге записать уравнения Лагранжа следующим образом:

$$\frac{\delta}{\delta t} \frac{\delta T}{\delta \dot{q}_i} - \frac{\delta T}{\delta q_i} + \frac{\delta E_p}{\delta q_i} + \frac{\delta E_d}{\delta \dot{q}_i} = f_i \quad (1.11)$$

Ее можно упростить следующим образом:

$$\sum_{j=1}^6 (m_{ij} \ddot{q}_i + \lambda_{ij} \dot{q}_i + k_{ij} q_i) = f_i \quad (1.12)$$

1.4 Выражение $f_i = \frac{\delta A_i}{\delta \dot{q}_i}$

Противодействующая сила ротора может быть записана следующим образом:

$$F_{x_{unbalance}} = M_{unbalance} R_{unbalance} \omega^2 \cos \omega t \quad (1.13)$$

$$F_{y_{unbalance}} = M_{unbalance} R_{unbalance} \omega^2 \sin \omega t \quad (1.14)$$

Тогда рабочая $\delta A_{unbalance}$ сила:

$$\delta A_{unbalance} = M_{unbalance} R_{unbalance} \omega^2 (\delta x_{rotor} \cos \omega t + \delta z_{rotor} \sin \omega t) \quad (1.15)$$

Также необходимо добавить силы масс, которые выражаются как:

$$\delta A_{rotor} = M_{rotor} g \delta x_{rotor} \quad (1.16)$$

$$\delta A_{poidsA} = M_A g \delta x_A \quad (1.17)$$

$$\delta A_{poidsB} = M_B g \delta x_B \quad (1.18)$$

Записав x_{rotor} и z_{rotor} в обобщенных координатах, мы получим все f_i -силы:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{xa} = f_1 = (1 - \mu) F_{x_{unbalance}} + P_A + (1 - \mu) P_{rotor} \\ f_{ya} = f_2 = (1 - \mu) F_{y_{unbalance}} \\ f_{za} = f_3 = 0 \\ f_{xb} = f_4 = \mu F_{x_{unbalance}} + P_B + \mu P_{rotor} \\ f_{yb} = f_5 = \mu F_{y_{unbalance}} \\ f_{zb} = f_6 = 0 \end{array} \right. \quad (1.19-1.24)$$

1.5 Численное моделирование описанной модели

В результате численного исследования получили спектр для разных скоростей вращений. Все измерения показывают одинаковые характеристики, несмотря на различные изменения в матрицах массы и жесткости (рисунок 1.5).

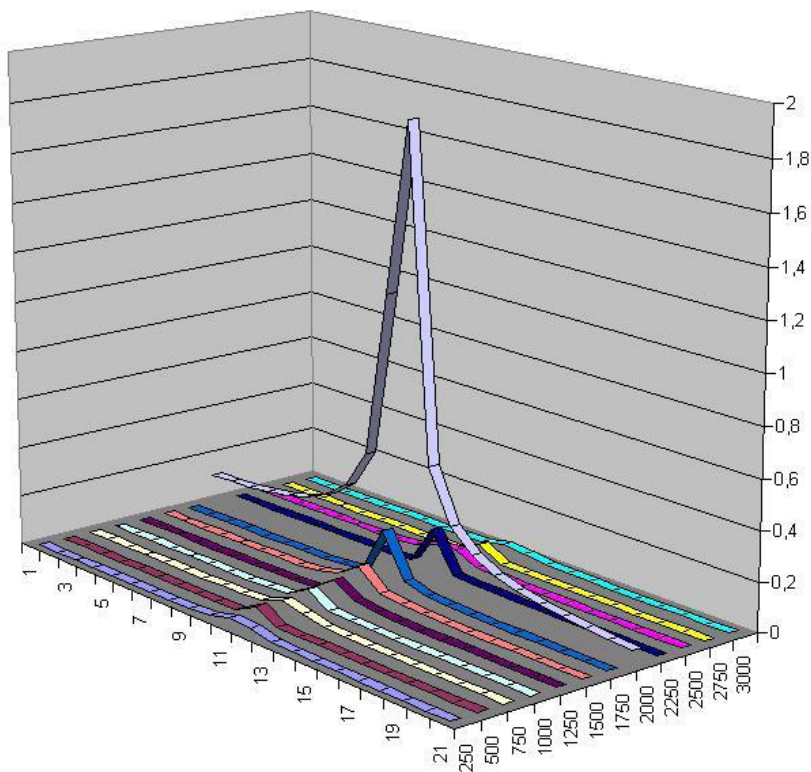


Рисунок 1.5 — Спектр для разных скоростей вращения

1.6 Нелинейность задачи

1.7 Постановка проблемы

До сих пор мы рассматривали только модель линейной силы с учетом систем, которые могут быть решены матричным способом. Полученные тогда уравнения имели вид (1.1).

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda \frac{\partial x}{\partial t} + kx = F \sin \omega t \quad (1.25)$$

Поиск более богатого диапазона приводит нас к рассмотрению нелинейных уравнений, моделирующих жесткость и затухание.

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial \tau^2} + f(x, \dot{x}) \frac{\partial x}{\partial t} + g(x)x = F \sin \omega t \quad (1.26)$$

Чтобы понять важность этих нелинейных терминов, мы собираемся показать различные результаты работы генератора Дунга с принудительной скоростью.

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda \frac{\partial x}{\partial t} + kx(x^2 - 1) = F \sin \omega t \tag{1.27}$$

На фазовых графиках мы видим кривую скорости в зависимости от точечного решения уравнения (рисунок 1.6).

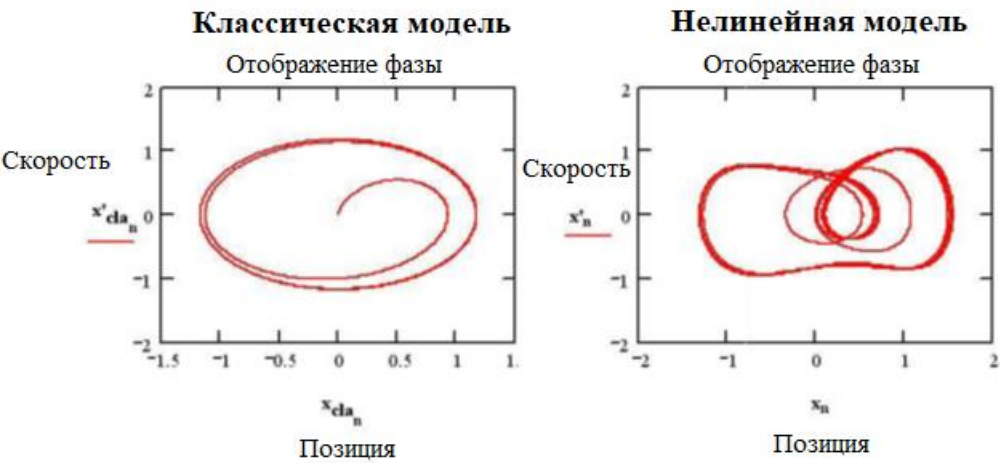


Рисунок 1.6 — Фазовые графики

На основе математических операций: численное моделирование скорости, кинетической и потенциальной энергии на основе метода Лагранжа получили спектр для разных скоростей вращений [30].

Глава 2. Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах НПС

2.1 Описание модели

В данной работе поиск причин возникновения снижения надежности и повышения энергозатрат основан на анализе математической модели. Проведение исследований по возможным путям решения данной проблемы экспериментально возможно, но очень затруднено по времени, энергии и другим затратам, поэтому использование математической модели является целесообразным.

В действительности исследуемые системы являются сложными, и тогда невозможно обойтись без моделей с несколькими степенями свободы. Для этого мы используем обобщенную систему координат, число которой равно числу степеней свободы системы.

Для того, чтобы в полной мере произвести анализ динамических нагрузок и учесть все их воздействия, рассматривается система, состоящая из 3 тел: двигателя, насоса и муфты, соединяющая их между собой. (рисунок 2.1).

| | | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|--|--------------------------|------|--------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Расчетная часть | Лит. | Лист | Листов |
| Руковод. | | Рудаченко А.В. | | | | | 34 | 108 |
| Консульт. | | | | | | НИ ТПУ ИШПР зр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | | |
| | | | | | | | | |

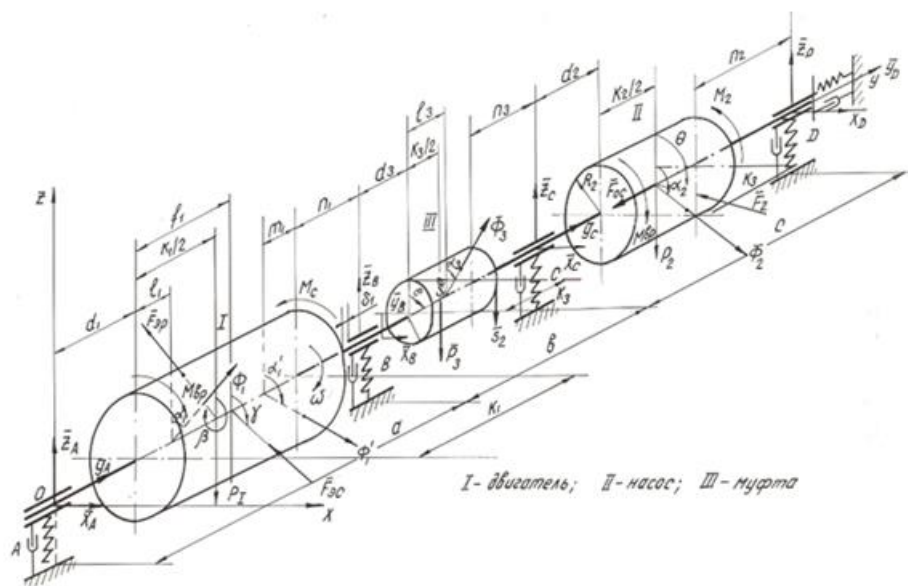


Рисунок 2.1 – Технологическая схема электродвигателя, насоса и муфты
тело I (двигатель)

x, y, z – оси координатной плоскости;

O – начало координат;

$\vec{x}_A, \vec{y}_A, \vec{z}_A$ – векторы перемещения тела I (двигатель) соответственно по осям x, y, z координатной плоскости;

d_1 – расстояние от подшипниковой опоры в точке A до торца ротора двигателя, м;

$\vec{i}_A, \vec{j}_A, \vec{k}_A$ – единичные векторы в точке A , направления которых соответствуют $\vec{x}_A, \vec{y}_A, \vec{z}_A$;

l_1 – расстояние от торца ротора двигателя до траектории приложения сил дисбаланса Φ_1 , м;

$M_{вр}$ – момент вращения на валу ротора двигателя, Н·м;

β – угол поворота ротора двигателя, град.;

Φ_1 – силы дисбаланса ротора двигателя, Н;

ω – угловая скорость ротора двигателя, об/сек;

$K_1/2$ – расстояние от торца ротора до центра тяжести, м;

\vec{P}_1 – вес тела ротора двигателя, Н;

f_1 – расстояние от торца статора двигателя до точки приложения результирующей воздействия электромагнитной силы статора $\vec{F}_{\text{эс}}$, м;

$\vec{F}_{\text{эс}}$ – электромагнитная сила статора, Н;

$\vec{F}_{\text{эр}}$ – электромагнитная сила действия ротора на статор, Н;

γ – угол воздействия электродвижущей силы статора на ротор двигателя, град;

Φ'_1 – силы дисбаланса ротора двигателя, Н;

M_c – момент силы сопротивления тела I (двигатель), Н·м;

m_1 – расстояние от воздействия силы дисбаланса Φ'_1 , м;

a – расстояние между подшипниковыми опорами, м;

δ_1 – расстояние между торцом ротора и вкладышем подшипника, мм;

n_1 – расстояние от торца ротора двигателя до центра переднего подшипника двигателя, м;

K_1 – длина ротора двигателя, м;

R – сила реакции опоры, Н;

B – град..

тело II (насос)

$\vec{x}_C, \vec{y}_C, \vec{z}_C$ – векторы перемещения в точке С соответственно по осям x, y, z координатной плоскости;

d_2 – расстояние от переднего подшипника насоса до торцевого уплотнения насоса, м;

$\vec{i}_C, \vec{j}_C, \vec{k}_C$ – единичные векторы в точке С, направления которых соответствуют $\vec{x}_C, \vec{y}_C, \vec{z}_C$;

R_2 – радиус рабочего колеса насоса, м;

$M_{\text{вр}}$ – момент вращения на валу насоса, Н·м;

$\vec{\Phi}_2$ – силы дисбаланса рабочего колеса насоса, Н;

θ – угловая скорость рабочего колеса насоса об/сек;

$K_2/2$ – расстояние от торца рабочего колеса насоса до его центра тяжести, м;

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------|------|
| | | | | | Расчетная часть | Лист |
| | | | | | | 36 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

\vec{F}_{oc} – сила сопротивления торцового уплотнения, Н;

\vec{F}_2 – радиальная составляющая гидродинамических сил, Н;

\vec{P}_2 – вес ротора насоса, Н;

α_2 – угол между вектором сил дисбаланса ротора насоса и нормалью к оси его вращения, град;

M_2 – момент сил механического сопротивления ротора насоса, Н·м;

c – расстояние между опорными подшипниками насоса, м;

n_2 – расстояние от центра тяжести рабочего вала насоса до его заднего подшипника, м;

K_2 – ширина рабочего колеса, м;

$\vec{x}_D, \vec{y}_D, \vec{z}_D$ – векторы перемещения заднего подшипникового узла соответственно по осям x, y, z координатной плоскости;

$\vec{i}_D, \vec{j}_D, \vec{k}_D$ – единичные векторы в точке D, направления которых соответствуют $\vec{x}_D, \vec{y}_D, \vec{z}_D$.

тело III (муфта)

$\vec{x}_B, \vec{y}_B, \vec{z}_B$ – векторы перемещения переднего подшипника двигателя в точке B соответственно по осям x, y, z координатной плоскости;

d_3 – расстояние между передним подшипником двигателя и передним торцом муфты, м;

$\vec{i}_B, \vec{j}_B, \vec{k}_B$ – единичные векторы в точке B, направления которых соответствуют $\vec{x}_B, \vec{y}_B, \vec{z}_B$;

l_3 – расстояние от торца муфты до траектории приложения сил дисбаланса $\vec{\Phi}_3$, м;

$\vec{\Phi}_3$ – силы дисбаланса муфтового соединения Н;

$K_3/2$ – расстояние от торца муфты до ее центра тяжести, м;

\vec{S}_I, \vec{S}_{II} – величина радиальных расцентровок, м. ;

\vec{P}_3 – вес муфты, Н;

e – величина расцентровки по торцу, град.;

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------|------|
| | | | | | Расчетная часть | Лист |
| | | | | | | 37 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

α_3 – угол между векторами сил инерции от дисбаланса тела III (муфта) и нормалью к оси ее вращения, град;

b – расстояние между передними подшипниками насоса и двигателя;

n_3 – расстояние от торца муфты до переднего подшипника насоса, м;

K_3 – расстояние от центра тяжести рабочего колеса насоса до его заднего подшипника, м.

В целях упрощения представления уравнений, представляется следующая система индексации:

1) i (1,...,3) – тело;

1 – двигатель, 2 – муфта, 3 – насос.

2) j (1,...,4) – обобщенные координаты;

1 – x , 2 – y , 3 – z , 4 – β .

3) k (1,...,4) – точка приложения;

1 – A, 2 – B, 3 – C, 4 – D.

Двигатель синхронный, а значит углы поворота у двигателя, муфты, насоса одинаковы и равны β .

Силы, воздействующие на систему можно разделить по осям следующим образом:

- ось x - силы реакции опоры R_x и веса тела P_x относительно неподвижной оси
- ось y – моменты вращения M и сопротивления M_c , веса тела P_y и силы реакции опоры R_y .
- ось z - силы реакции опоры R_z и веса тела P_z относительно неподвижной оси

2.2 Метод Лагранжа

Лагранжиан системы может быть определен следующим уравнением:

$$L = T - E_p \quad (2.1)$$

где T - кинетическая энергия, E_p - потенциальная энергия, Дж.

Формула Лагранжа показывает:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{ijk}} \right) + \frac{\partial T}{\partial q_{ijk}} - \frac{\partial E_p}{\partial q_{ijk}} = Q_{ijk} \quad (2.2)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------|------|
| | | | | | Расчетная часть | Лист |
| | | | | | | 38 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

где $Q_{ijk} = \frac{A_i}{\partial q_{ijk}}$, а A_i представляет сумму произведений внешних сил, отличных от тех, которые происходят из потенциала E_p и E_d .

Таким образом, мы должны определить весь набор сил, действующих на систему. Эффекты жесткости и демпфирования были учтены в лагранжиане. Демпфирование моделируется диссипативной энергией, а жесткость - потенциальной энергией.

2.3 Кинетическая энергия системы

1) Примем, что массы подшипников малы, тогда все подшипники не будут учитываться при составлении данного уравнения.

2) В данном случае ограничимся 4 степенями свободы: x, y, z, β . Уравнение кинетической энергии системы совершает поступательно-вращательное движение, значит оно примет вид:

$$T_{\text{системы}} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^3 I_i \cdot \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 m_i \cdot \dot{q}_{ijk}^2 \quad (2.3)$$

где m_i – массы двигателя, муфты и насоса, кг;

I_i – моменты инерции тела относительно оси вращения, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

q_{ijk} – формализация обобщенных координат системы, количество которых равно 4.

$$I_i = \frac{m_i \cdot R_i^2}{2} \quad (2.4)$$

Также принимается, что система жесткая, то есть угловые скорости равны между собой $\omega = \psi = \theta$.

2.4 Потенциальная энергия системы

Введем коэффициенты жесткости и демпфирования: k_{jk}, λ_{jk} тогда уравнение потенциальной энергии системы выглядит следующим образом .:

$$E_{p \text{ системы}} = \sum_{i=1}^3 P_i \cdot \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 q_{jk} + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 k_{jk} \cdot q_{ijk}^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 \lambda_{jk} \cdot \dot{q}_{ijk} \cdot q_{ijk} \quad (2.5)$$

2.5 Главный вектор и главный момент сил

Главный вектор и главным момент эквивалентной системы сил для двигателя, муфты, насоса определяется следующим образом:

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------|------|
| | | | | | Расчетная часть | Лист |
| | | | | | | 39 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Параметры эквивалентных сил:

$$1) |\lambda_i| \neq 1$$

$$\alpha_1 = 0$$

$$\sum \Phi_i = m_i R_i \omega^2 \cdot \sqrt{1 - \lambda_i^2 + 2\lambda_i \cos \alpha'_1} \neq 0 \quad (2.6)$$

$$\sum M_i = k_i \cdot \omega^2 \cdot \sqrt{A_i} \neq 0 \quad (2.7)$$

$$A_i = [m_i R_i \cdot \lambda_i \sin(\alpha'_i - \alpha_{ic})^2] + \left[\frac{\sum \Phi_i \cdot \lambda_i \cos(\alpha'_i - \alpha_i) - \cos \alpha_{ic}}{2 \cdot \omega^2 \cdot \lambda_i \cos(\alpha'_i - \alpha_c) + \cos \alpha_{ic}} \right]^2 \quad (2.8)$$

$$\alpha_{ic} = (\Phi_i \wedge \sum \Phi) \quad (2.9)$$

2.6 Работа обобщенных сил. Производные по обобщенным координатам x,y,z,β.

Активную работу совершают силы сопротивления.

Далее вводится величина момента сил ЭДС - $M_{эдс}$, учитывающий воздействие сил $\vec{F}_{эс}$ и $\vec{F}_{эп}$, Н·м.

Принимается, что $M_{эдс} = M_{вр}$, а также что он больше момента сил сопротивления M_c , так как в противном случае двигатель начнет делать обороты в обратном направлении или остановиться. Те же условия принимаются и для насоса, т.е. $M_{вр} > M_2$.

Работа обобщенных сил будет выглядеть следующим образом:

$$Q_{ijk} = \frac{\partial A_{ijk}}{\partial q_{ijk}} = \sum_{i=1}^3 M_i \cdot \beta_i + \sum_{i=1}^3 M_{гл.i} \cdot \beta_i + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 F_{гл.i} \cdot q_{ijk} - \sum_{i=1}^3 M_{c.i} \cdot \beta \quad (2.10)$$

Дифференциалы и производные по обобщенной координате q от кинетической, потенциальной энергий и работы обобщенных сил будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{ijk}} \right) = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 m_i \cdot \ddot{q}_{ijk} \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial E_p}{\partial q_{ijk}} = \sum_{i=1}^3 P_i + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 k_{jk} \cdot q_{ijk} + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 \lambda_{jk} \cdot \dot{q}_{ijk} \quad (2.12)$$

$$Q_{ijk} = \frac{\partial A_i}{\partial q_{ijk}} = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 F_{гл.i} \quad (2.13)$$

Дифференциалы и производные по обобщенной координате β от кинетической, потенциальной энергий и работы обобщенных сил будет выглядеть следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{ijk}} \right) = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 I_i \cdot \ddot{\beta}_i \quad (2.14)$$

$$Q_{ijk} = \frac{\partial A_i}{\partial q_{ijk}} = \sum_{i=1}^3 M_i \cdot + \sum_{i=1}^3 M_{\Gamma i} \cdot - \sum_{i=1}^3 M_{c.i} \cdot \quad (2.15)$$

Подставляя (2.3,2.5,2.10), получаем выражение Лагранжа второго рода для системы из 3 тел с 16 степенями свободы в обобщенных координатах:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \left(\frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 I_i \cdot \dot{q}_{jk}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 m_i \cdot \dot{q}_{jk}^2 \right)}{\partial \dot{q}_{jk}} \right) + \\ & \frac{\partial \left(\frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 I_i \cdot \dot{\beta}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 m_i \cdot \dot{q}_{jk}^2 \right)}{\partial q_{jk}} - \\ & \frac{(\partial \sum_{i=1}^3 P_i \cdot \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 q_{jk} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 k_{jk} \cdot q_{jk}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 \lambda_{jk} \cdot \dot{q}_{jk} \cdot q_{jk})}{\partial q_{jk}} = \\ & \frac{\partial (\sum_{i=1}^3 M_i \cdot q_{jk} + \sum_{i=1}^3 M_{\Gamma i} \cdot q_{jk} + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 F_{\Gamma i} \cdot q_{jk} - \sum_{i=1}^3 M_{c.i} \cdot \beta)}{\partial q_{jk}} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Дифференцируя выражение, получим систему ОДУ вида:

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^3 I_i \cdot \ddot{q}_{jk} + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 m_i \cdot \ddot{q}_{jk} - \sum_{i=1}^3 P_i - \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 k_{jk} \cdot q_{jk} - \\ & \frac{1}{2} \sum_{j=1}^4 \sum_{k=1}^4 \lambda_{jk} \cdot \dot{q}_{jk} - \sum_{i=1}^3 M_i - \sum_{i=1}^3 M_{\Gamma i} - \sum_{i=1}^3 F_{\Gamma i} - \sum_{i=1}^3 M_{c.i} = 0 \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.7 Анализ математической модели

2.7.1 Динамический дисбаланс

Динамический дисбаланс характеризуется тем, что центральная ось инерции является скрещивающейся относительно первоначальной, т.е. ось не параллельна и не пересекается с осью вращения. Поэтому при построении зависимости обобщенной координаты от времени, а также виброскорость и виброускорение не будут совпадать ни по фазе, ни по амплитуде.

Моделирование будет происходить в программном комплексе MathCad, зададим обобщенные координаты x, y, z для точек А и В, для смещения по оси X, соответственно обозначение x – для точки А, d – для точки В. Обозначается точка начала отсчета координат $x(0)=d(0)=0$. Все

коэффициенты упругости, демпфирования, значения внешних сил и, соответственно, моментов, взяты с паспорта объекта. При моделировании зависимость должна получиться полигармонической (рисунок 2.2,2.3,2.4)

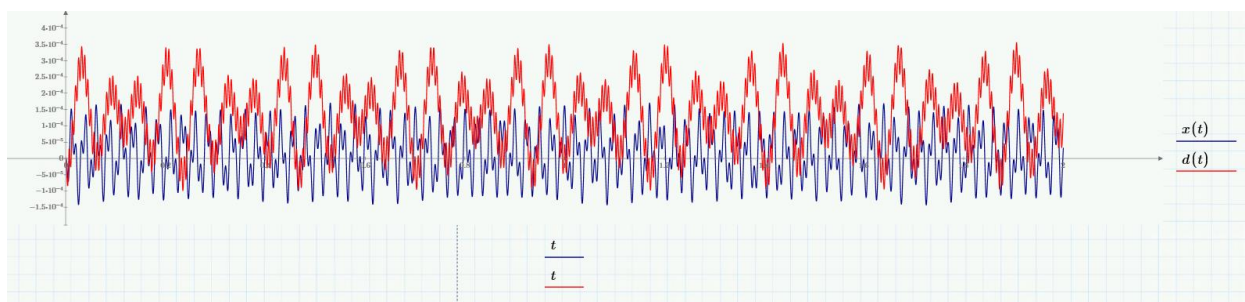


Рисунок 2.2 — Зависимость смещения (мм) по оси X, обобщенной координаты x - в точке A, d – в точке B от времени (с)

Как можно видеть из полученного графика, колебания при работе насосного агрегата относительно оси X получились разные по фазе и амплитуде, характер изменений носит хаотический тип. Все вышеперечисленное указывает на то, что это именно динамический дисбаланс. Амплитуда колебания присутствует в точке B и равняется 4 мм. В точке A наблюдаются пониженные колебания, равные 1,6 мм. Обусловлено это различием воздействующих на ротор сил внешним сил, а также различием масс.

Для того, чтобы узнать значение скорости изменений (первой производной от смещения) в каждой точке в течение 2 секунд, строится график виброскорости и виброускорений (рисунок 2.3;2.4)

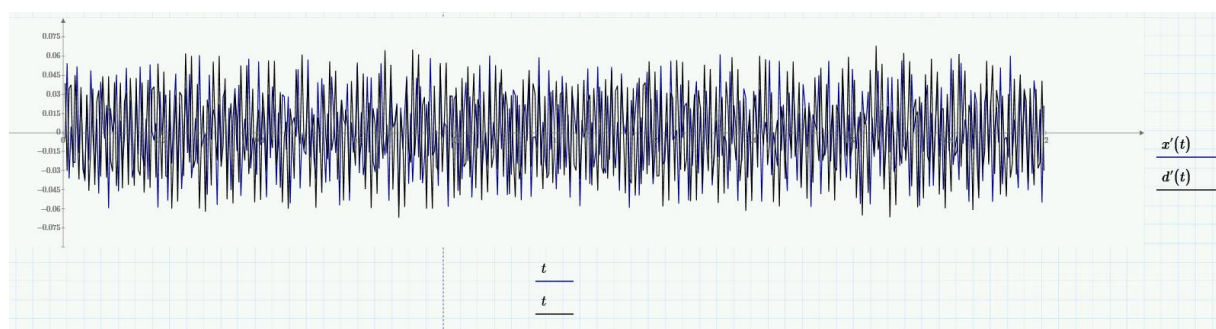


Рисунок 2.3 — Зависимость виброскорости (мм/с) по оси X, обобщенной координаты x - в точке A, d – в точке B от времени (с)

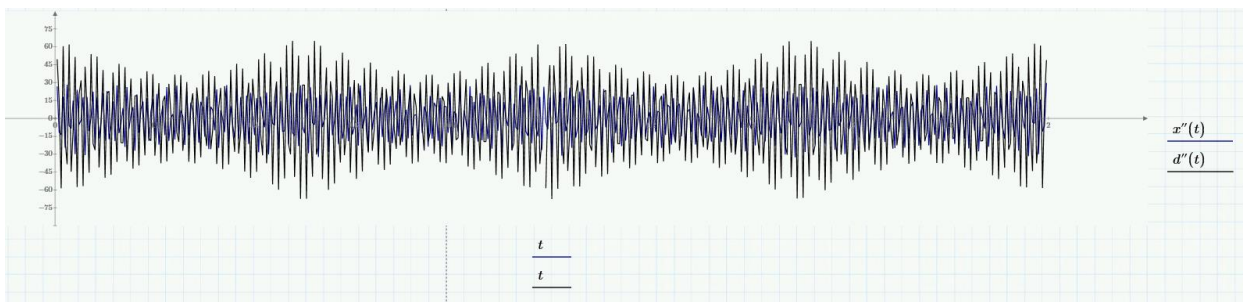


Рисунок 2.4 — Зависимость виброускорения (мм/с^2) по оси X, обобщенной координаты x - в точке A, d – в точке B от времени (с)

Максимальное значение виброскорости в точке B по оси X больше того же значения в точке A на 20% ($x' = 5,5 \text{ мм/сек}$, а в точке B $d' = 6,85 \text{ мм/сек}$), что входит в допустимые пределы.

Исходя из результатов исследований, можно заметить, что значение виброскорости и ускорения в точке B относительно оси X существенно превышает те же значения в точке A, причем в начальный момент времени из-за краевых условий диапазон изменений колеблется примерно на одном и том же уровне, затем за счет различия сил и масс, скорость изменения смещения в точке B становится существенно выше. То же самое можно сказать и про виброускорение, за весь период колебаний в 2 секунды, характер изменений носит аналогичный характер.

2.7.2 Статический дисбаланс

Статический дисбаланс является более простым случаем, он происходит в случае, когда центральная ось инерции смещается параллельно относительно оси вращения. Причем в данном случае, значение фазы и амплитуды при вибрации ротора, виброскорости и виброускорения должны несущественно меняться (рисунок 2.5, 2.6, 2.7)

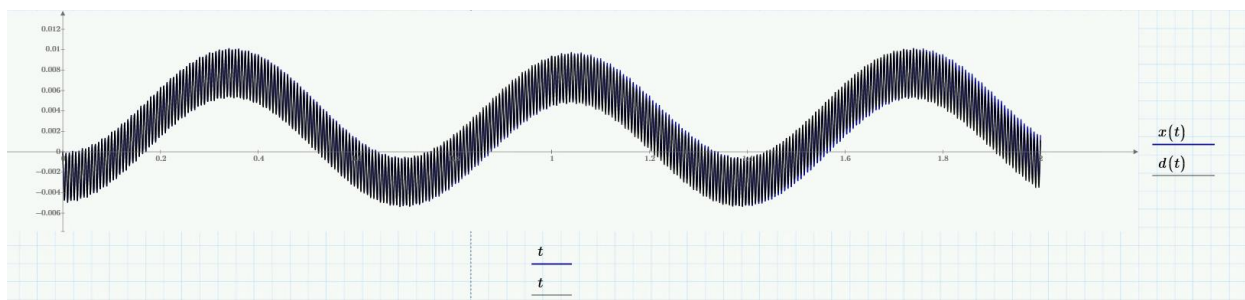


Рисунок 2.5 — Зависимость смещения (мм) по оси X, обобщенной координаты x - в точке A, d – в точке B от времени (с)

Исходя из графиков можно сделать вывод о том, что они действительно практически не отличаются как по фазе, так и по амплитуде не превышают 3,8% (в точке A смещение относительно оси X $x=10$ мм, в точке B $d=9,7$ мм). Такой же характер изменений является у виброскорости и виброускорения (рисунок 2.6, 2.7).

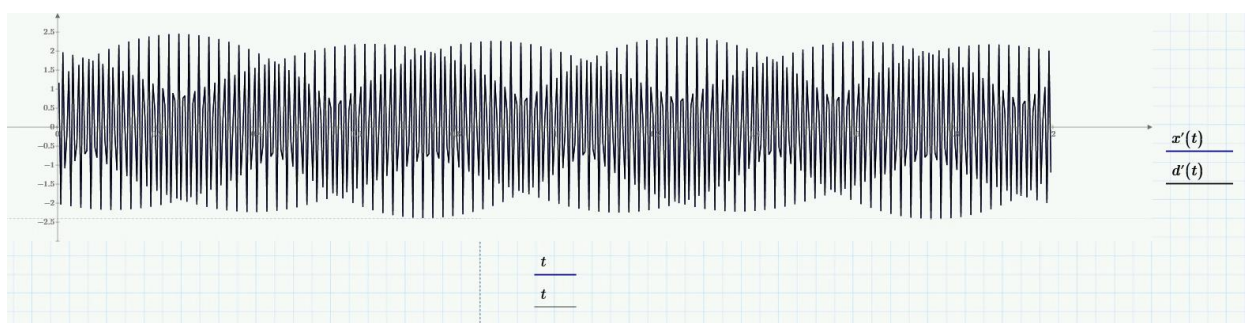


Рисунок 2.6 — Зависимость виброскорости (мм/с) по оси X, обобщенной координаты x - в точке A, d – в точке B от времени (с)

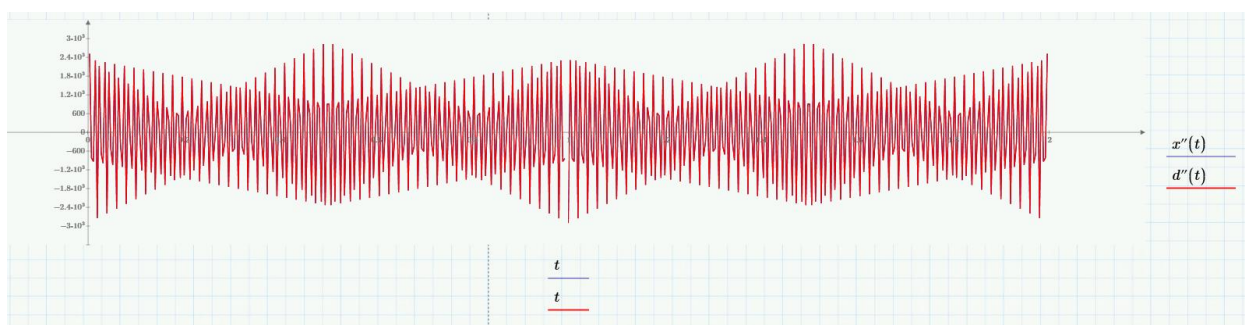


Рисунок 2.7 — Зависимость виброускорения (мм/с²) по оси X, обобщенной координаты x – в точке A, d – в точке B от времени (с)

В данном случае малые значения виброскоростей и виброускорений можно объяснить несущественным характером изменений. Однако Максимальное значение виброскорости в точке A по оси X больше того же значения в точке B на 2,3% ($x' = 2,52$ мм/сек, а в точке B $d' = 2,63$ мм/сек).

Ускорение носит аналогичный характер. Стоит отметить, что на практике, данный случай невозможен, так как воздействие внешних сил всегда присутствует, поэтому практически всегда наблюдается сдвиг по фазе или по амплитуде.

2.7.3 Моментный дисбаланс

Моментный дисбаланс характеризуется тем, что центральная ось инерции пересекает ось вращения в центре масс. Поэтому при построении зависимости обобщенной координаты от времени, а также виброскорость и виброускорение не будут совпадать по амплитуде и несущественно по фазе (рисунок 2.8-2.12).

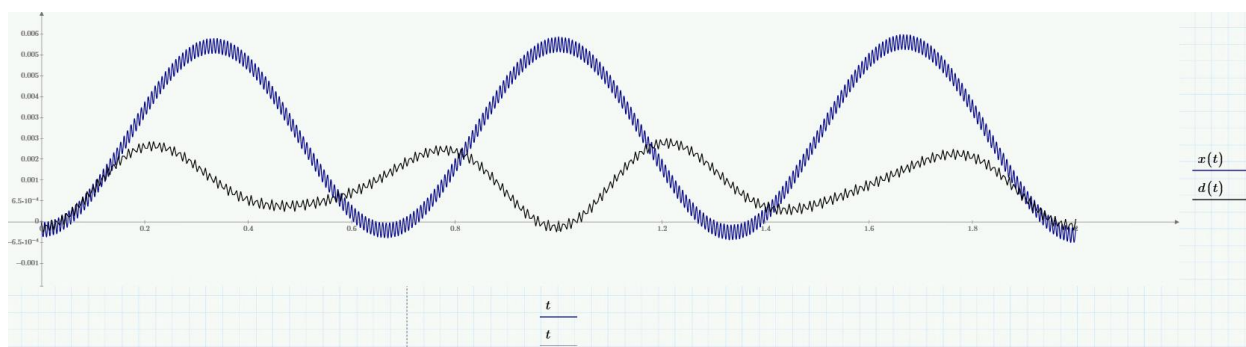


Рисунок 2.8 — Зависимость смещения (мм) по оси X, обобщенной координаты x - в точке A, d - в точке B от времени (с)

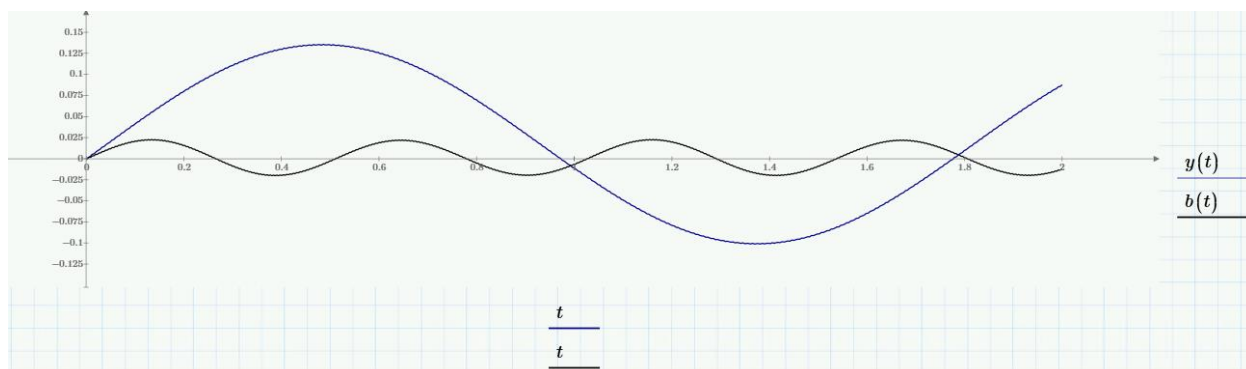


Рисунок 2.9 — Зависимость смещения (мм) по оси Y, обобщенной координаты y - в точке A, b - в точке B от времени (с)

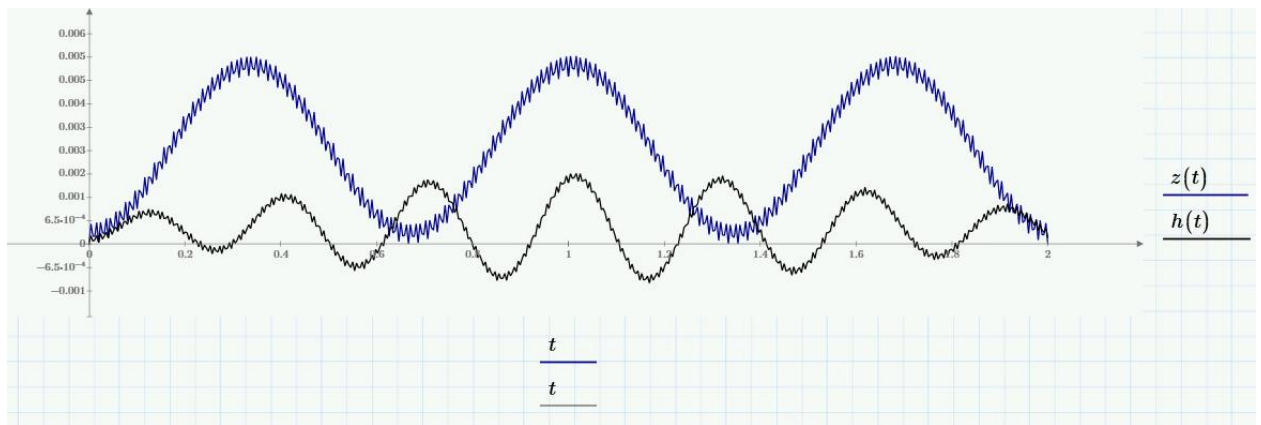


Рисунок 2.10 — Зависимость смещения (мм) по оси Z, обобщенной координаты z - в точке A, h – в точке B от времени (с)

Как видно из графиков, по фазе изменения оказались несущественными, однако увеличилось количество вибраций. Исходя из зависимости смещения по оси Z, можно наблюдать наибольшую разницу в значениях амплитуды, равную 59% относительно точки A и точки B ($z=5,21$ мм; $h=2,14$ мм).

Далее строятся графики зависимости виброскорости и виброускорения по оси Z, так как на данной оси наиболее явно отображается характер изменений (рисунок 2.11, 2.12).

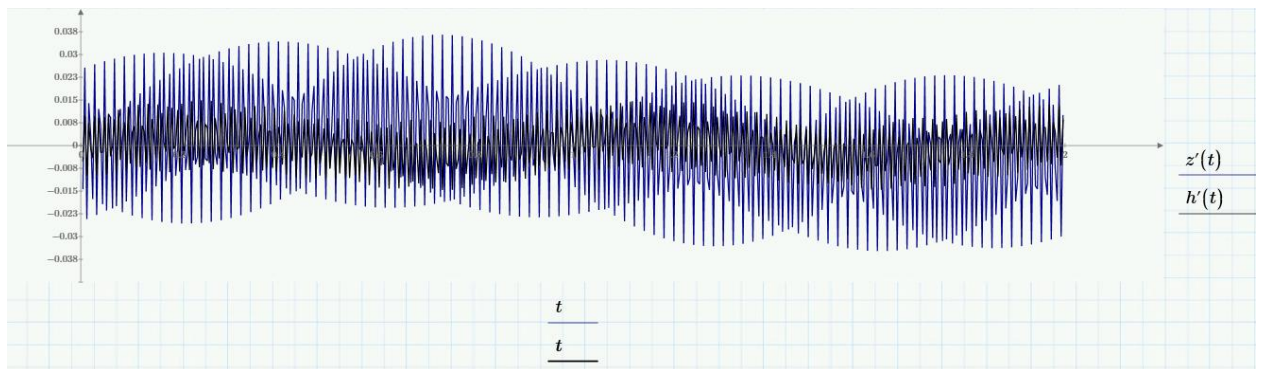


Рисунок 2.11 — Зависимость виброскорости (мм/с) по оси Z, обобщенной координаты z - в точке A, h – в точке B от времени (с)

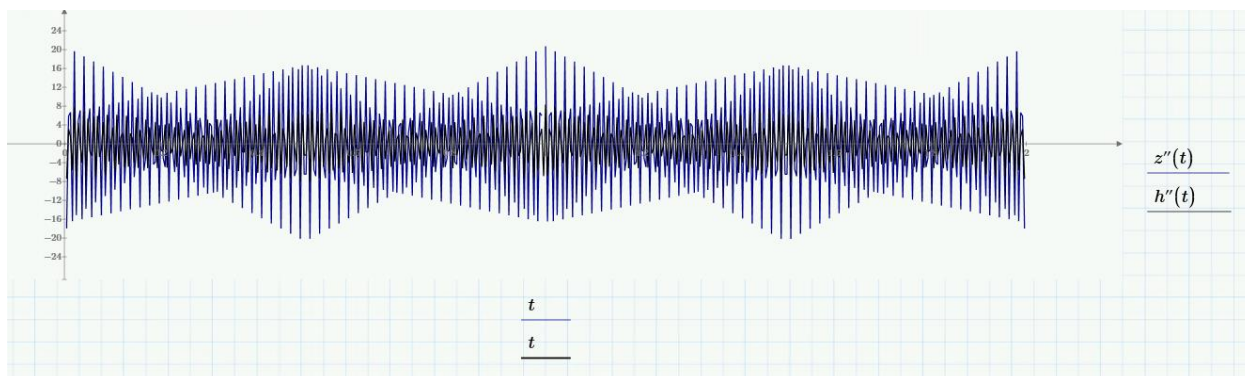


Рисунок 2.12 — Зависимость ускорения (мм/с²) по оси Z, обобщенной координаты z - в точке А, h – в точке В от времени (с)

По графику виброскорости можно сделать вывод о том, что виброскорость при моментном балансе явно меньше виброскорости при динамическом, более того, при моментном балансе различия виброскоростей минимальны, разница между ними в процентном соотношении – 20,36% ($z' = 2,31$ мм/сек, а в точке В $h' = 1,84$ мм/сек).

Так как виброскорость при моментном дисбалансе гораздо меньше, чем при динамическом, то и виброускорение будет иметь соответствующий характер изменений. Разница виброускорений в процентном соотношении – 64,9% ($z'' = 8,9$ мм/с², а в точке В $h'' = 23,2$ мм/с²).

Изменения по амплитуде происходят в большей степени в точке А, поэтому виброскорость и виброускорение выше, чем в точке В, вследствие наличия расцентровки и внешних воздействий.

2.7.4 Зависимость работы обобщенных сил от виброскорости

Для того, чтобы определить общую зависимость виброскорости от работы обобщенных сил, построим график (рисунок 2.13):

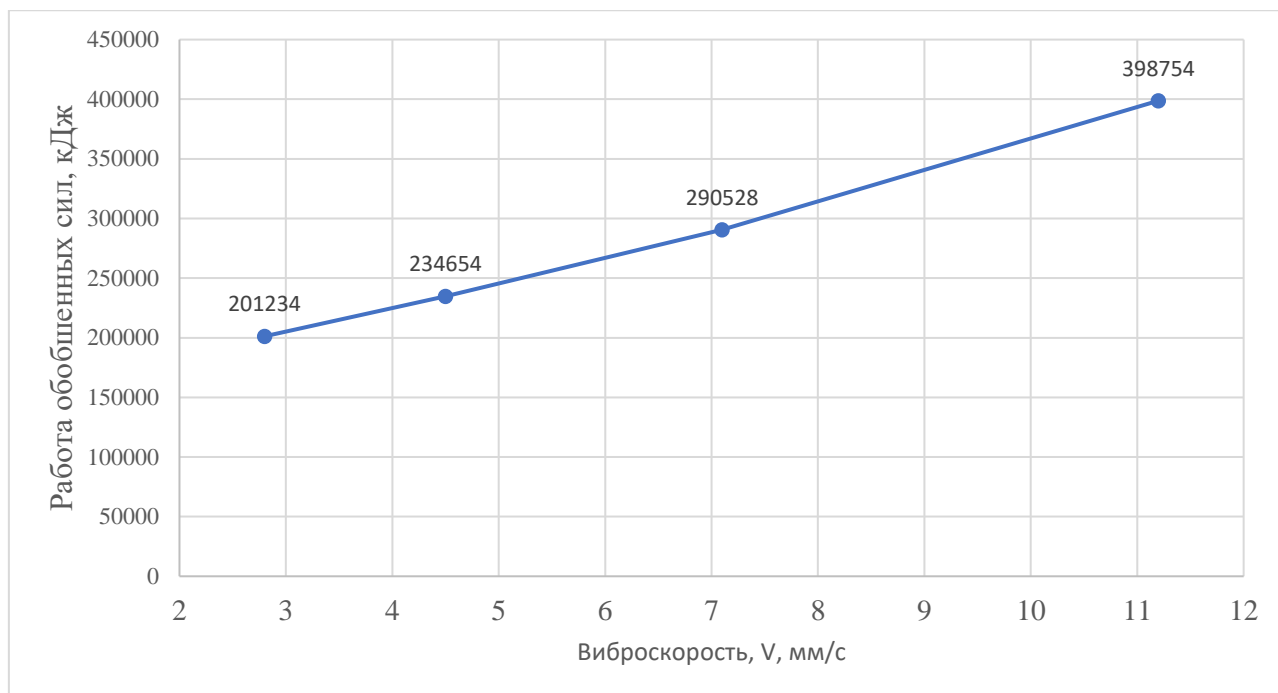


Рисунок 2.13 — Зависимость нагрузок от виброскорости

На данной зависимости наглядно отображено, что при повышении значений виброскорости, работа будет возрастать, так как возникают дополнительные силы, которые воздействуют на систему.

Вывод: исходя из данных, полученных с помощью предложенной математической модели можно, на основе результатов изменения виброперемещения, виброскорости и виброускорения определять тип дисбаланса насосного агрегата, тем самым повышая достоверность выбора дефекта, и уже исходя из этого подбирать необходимые методы и виды ремонта, сокращая экономические, энергетические и временные затраты.

Глава 3. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

В процессе перекачки нефти насосные агрегаты и их технологические обвязки подвергаются значительным вибрационным нагрузкам, что приводит к падению КПД насоса и снижению потребляемой мощности, к значительным энергетическим и экономическим потерям. Правильное и точное проведение вибродиагностики позволяет постоянно контролировать техническое состояние насосного оборудования и качество его монтажа, своевременно выявлять дефекты, предотвращать внезапный выход из строя насосов.

В ходе научно-исследовательской работы требуется провести анализ существующих методов и средств измерения вибрации, изучить стандарты, определяющие требования к вибродиагностике насосных агрегатов и на основе полученных данных выявить наиболее подходящую измерительную систему для практического применения.

Целью данного раздела является определение наиболее экономически эффективного средства измерения вибрации.

3.1 Анализ конкурентных технических решений

Объектом анализа является виброанализатор для проведения диагностики технологической обвязки насосного агрегата.

Для сравнения взяты три виброанализатора: АДП-3101, КВАРЦ-2, АГАТ- М. В таблице 3.1 приведены характеристики данных приборов.

| | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|--|--------------------------|------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Финансовый менеджмент | Лит. | Лист |
| Руковод. | | Рудаченко А.В. | | | | | 49 |
| Консульт. | | Романюк В.Б. | | | | | 108 |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | |
| | | | | | | | |

Таблица 3.1 — Технические характеристики виброанализаторов АДП-3101, КВАРЦ-2, АГАТ-М.

| Прибор | Число каналов | Диапазон частот, Гц | Число линий в спектре | Питание, масса, размер | Прочее |
|----------|---------------|---------------------|-----------------------|--------------------------|--------------|
| АДП-3101 | 4 | 0,5 ÷ 20000 | 3200 | Акк 1,6 кг 200*190*43 | Балансировка |
| КВАРЦ-2 | 2 | 2 ÷ 40000 | 12800 | Акк 1,2 кг 150*170*43 | Балансировка |
| АГАТ-М | 2 | 2 ÷ 10000 | 800 | Акк 1,2 кг 220*110*38 | Балансировка |

Анализ конкурентных технических решений помогает внести коррективы в проект, чтобы успешнее противостоять соперникам. При проведении данного анализа необходимо оценить сильные и слабые стороны конкурентов. Для этого составлена оценочная карта (таблица 3.2).

Таблица 3.2 — Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

| Критерии оценок | Вес критерия | Баллы | | | Конкурентноспособность | | |
|--|--------------|----------------|-----------------|-----------------|------------------------|-----------------|-----------------|
| | | Б _ф | Б _{к1} | Б _{к2} | К _ф | К _{к1} | К _{к2} |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Технические критерии оценки ресурсоэффективности | | | | | | | |
| 1. Повышение производительности труда пользователя | 0,05 | 5 | 5 | 5 | 0,25 | 0,25 | 0,25 |
| 2. Удобство в эксплуатации | 0,05 | 5 | 4 | 4 | 0,25 | 0,27 | 0,26 |
| 3. Помехоустойчивость | 0,05 | 5 | 5 | 5 | 0,25 | 0,25 | 0,25 |
| 4. Энергоэкономичность | 0,04 | 4 | 5 | 5 | 0,21 | 0,15 | 0,21 |
| 5. Безопасность | 0,1 | 5 | 5 | 5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| 6. Надежность | 0,1 | 5 | 5 | 4 | 0,4 | 0,5 | 0,5 |
| 7. Простота в эксплуатации | 0,05 | 4 | 5 | 5 | 0,2 | 0,15 | 0,25 |
| 8. Возможность подключения в сеть ЭВМ | 0,1 | 5 | 4 | 5 | 0,5 | 0,5 | 0,4 |
| Экономические критерии оценки эффективности | | | | | | | |
| 1. Конкурентоспособность продукта | 0,05 | 5 | 5 | 4 | 0,25 | 0,2 | 0,25 |
| 2. Уровень проникновения на рынок | 0,05 | 5 | 4 | 5 | 0,25 | 0,25 | 0,2 |
| 3. Цена | 0,07 | 4 | 3 | 5 | 0,28 | 0,35 | 0,21 |
| 4. Предполагаемый срок эксплуатации | 0,13 | 5 | 5 | 4 | 0,6 | 0,6 | 0,5 |
| 5. Послепродажное обслуживание | 0,06 | 5 | 5 | 4 | 0,3 | 0,3 | 0,24 |
| 6. Наличие сертификации | 0,1 | 5 | 5 | 5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| ИТОГО | 1 | 67 | 65 | 65 | 4,74 | 4,66 | 4,63 |

Где: Б_ф – АДП-3101; Б_{к1} – КВАРЦ-2; Б_{к2} – АГАТ-М.

При оценке качества используется два типа критериев: технические и экономические. Веса показателей в сумме составляют 1. Баллы по каждому показателю оцениваются по пятибалльной шкале.

Конкурентноспособность конкурента К:

$$K = \sum B_i B_i \quad (3.1)$$

где B_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i -го показателя.

Полученные результаты расчета сведены в таблицу 2. В строке «Итого» указана сумма всех конкурентноспособностей по каждому из приборов.

Опираясь на полученные результаты расчётов, можно сделать вывод что, прибор АДП-3101 наиболее востребован и применим в условиях производства на предприятиях. Уязвимость конкурентов объясняется наличием таких причин, как высокая цена, сложность при эксплуатации, необходимость в более частой проверке приборов и меньший срок эксплуатации.

3.2 Планирование работ по проведению вибродиагностики технологической обвязки насосного агрегата

В данной работе проектная организация состоит из двух человек: руководитель проекта и инженер. Планирование работ позволяет распределить обязанности между исполнителями проекта, рассчитать заработную плату сотрудников, а также гарантирует реализацию проекта в срок. Последовательность и содержание работ, а также распределение исполнителей приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 — Перечень этапов работ и распределение исполнителей

| Основные этапы | № раб | содержание работ | Должность исполнителя |
|--|-------|--|------------------------------|
| Разработка технического задания | 1 | составление и утверждение технического задания на проведение исследования напряжённо-деформированного состояния технологической обвязки насосного агрегата | Руководитель |
| Выбор документов для исследования | 2 | Изучение нормативно-технической документации, сбор основной информации | Инженер |
| | 3 | составление плана исследования | Руководитель |
| Теоретические и экспериментальные исследования | 4 | Определение и расчёт нагрузок, воздействующих на технологический трубопровод | Инженер |
| | 5 | создание и расчёт математической модели трубопровода | Инженер |
| | 6 | Проведение вибродиагностики | Инженер |
| Обобщение и оценка результатов | 7 | Разработка рекомендаций по снижению нагрузки на трубопровод | Инженер |
| | 8 | Оценка результатов исследования | Руководитель , Инженер |
| Оформление отчета по проекту | 9 | составление пояснительной записки | Инженер |

Исследование напряжённо-деформированного состояния технологической обвязки насосного агрегата проводится в пять этапов. Основные работы выполняются инженером.

3.3 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты являются основной частью стоимости исследования.

Трудоемкость выполнения проекта оценивается в человеко-днях и носит вероятностный характер.

Среднее (ожидаемое) значение трудоемкости:

$$t_{\text{ож}i} = \frac{3t_{\text{min}i} + 2t_{\text{max}i}}{5} \quad (3.2)$$

где $t_{\text{ож}i}$ — ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы, чел.-дн.;

$t_{\min i}$ – минимально возможная трудоемкость работы, чел.-дн.;

$t_{\max i}$ – максимально возможная трудоемкость работы, чел.-дн..

После определения ожидаемой трудоемкости работ необходимо рассчитать продолжительность каждой из работ в рабочих днях T_p . Величина T_p учитывает параллельность выполнения этих работ несколькими исполнителями.

$$T_{pi} = \frac{t_{ожи}}{Ч_i} \quad (3.3)$$

где $t_{ожи}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

$Ч_i$ – число исполнителей, выполняющих одновременно одну работу, чел..

Результаты расчета приведены в таблице 3.4.

3.4 Разработка графика проведения проекта

Диаграмма Ганта представляет собой горизонтальный ленточный график, на котором работы по разрабатываемому проекту представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

Длительность каждого этапа работ из всех рабочих дней могут быть переведены в календарные дни с помощью следующей формулы:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}} \quad (3.4)$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} \quad (3.5)$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}}$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}}$ – количество праздничных дней в году.

Пример расчета для 1 этапа работ (составление и утверждение технического задания на проведение исследования):

$$t_{ожи} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5} = \frac{3 \cdot 1 + 2 \cdot 6}{5} = 3 \text{ чел.-дня} \quad (3.6)$$

$$T_{pi} = \frac{t_{ожi}}{q_i} = \frac{3}{1} = 3 \text{ дня} \quad (3.7)$$

Для шестидневной рабочей недели (для руководителя) коэффициент календарности равен:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{365}{365 - 51 - 15} = 1,22 \quad (3.8)$$

$$T_k = T_p \cdot k_{\text{кал}} = 3 \cdot 1,22 = 3,66 \approx 4 \text{ дня} \quad (3.9)$$

Для пятидневной рабочей недели (для инженера) коэффициент календарности равен:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{365}{365 - 102 - 15} = 1,47 \quad (3.10)$$

$$T_k = T_p \cdot k_{\text{кал}} = 5,2 \cdot 1,47 = 7,64 \approx 8 \text{ дней} \quad (3.11)$$

Полученные результаты расчета занесены в таблицу 3.4.










| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------------|------|
| | | | | | Финансовый менеджмент | Лист |
| | | | | | | 55 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Таблица 3.4 — Временные показатели проведения исследования


| Название работы | Трудоёмкость работ | | | | | | Длительность работ в рабочих днях T_{pi} | | Длитель ность работ в календар ных днях T_{ki} | |
|---|--------------------|---------|--------------------|---------|-------------------|---------|---|---------|---|---------|
| | $t_{min}, чел-дни$ | | $t_{max}, чел-дни$ | | $t_{ож}, чел-дни$ | | | | | |
| | Руководитель | Инженер | Руководитель | Инженер | Руководитель | Инженер | Руководитель | Инженер | Руководитель | Инженер |
| составление и утверждение технического задания на проведение исследования | 1 | | 6 | | 3 | | 3 | | 4 | |
| Изучение нормативно- технической документации | | 4 | | 7 | | 5,2 | | 5,2 | | 8 |
| составление плана исследования | 2 | | 4 | | 2,8 | | 2,8 | | 3 | |
| Определение и расчёт нагрузок, воздействующих на трубопровод | | 5 | | 10 | | 7 | | 7 | | 10 |
| создание и расчёт математической модели трубопровода | | 12 | | 18 | | 14 | | 14 | | 21 |
| Проведение вибродиагностики | | 2 | | 4 | | 2,8 | | 2,8 | | 4 |
| Разработка рекомендаций по снижению нагрузки на трубопровод | | 8 | | 12 | | 9,6 | | 9,6 | | 14 |
| Оценка результатов исследования | 3 | | 5 | | 3,8 | | 1,9 | | 3 | |
| составление пояснительной записки | | 6 | | 10 | | 7,6 | | 7,6 | | 11 |


На основе таблицы 3.4 строим календарный план-график (для максимального по длительности исполнения работ – таблица 3.5).

Таблица 3.5 — Календарный план-график проведения работ по проведению исследования

| № | Вид работ | Исп-ль | Ткi, кал. дни | Продолжительность выполнения работ | | | | | | | | | | | |
|---|---|--------|---------------|---|---|---|---|---|---|---|---|-----|---|---|--|
| | | | | Фев. | | Март | | | Апрель | | | Май | | | |
| | | | | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 | |
| 1 | Составление и утверждение технического задания на проведение исследования | Р | 4 |  | | | | | | | | | | | |
| 2 | Изучение нормативно-технической документации | И | 8 |  | | | | | | | | | | | |
| 3 | Составление плана исследования | Р | 3 | |  | | | | | | | | | | |
| 4 | Определение и расчет нагрузок, воздействующих на трубопровод | И | 10 | |  | | | | | | | | | | |
| 5 | Создание и расчет математической модели трубопровода | И | 21 | | |  | | | | | | | | | |
| 6 | Проведение вибродиагностики | И | 4 | | | | |  | | | | | | | |
| 7 | Разработка рекомендаций по снижению нагрузки на трубопровод | И | 14 | | | | | |  | | | | | | |
| 8 | Оценка результатов исследования | Р,И | 3 | | | | | | |  | | | | | |
| 9 | Составление пояснительной записки | И | 11 | | | | | | | |  | | | | |

Обозначения:

 - руководитель;

 - инженер.

На основе данных графика (таблица 3.5) можно сделать вывод, что продолжительность работ по исследованию напряжённно-деформированного состояния трубопровода займет 8 декад. Начало разработки проекта придется

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------------|------|
| | | | | | Финансовый менеджмент | Лист |
| | | | | | | 57 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

на вторую декаду февраля и закончится первой декадой мая. Значение реальной продолжительности работ может оказаться как меньше посчитанного значения, так и больше, так как трудоемкость носит вероятностный характер.

3.5 Бюджет затрат на исследование

При планировании бюджета проекта необходимо учесть все виды расходов, которые связаны с его выполнением. Для формирования бюджета проекта используется следующая группа затрат:

- материальные затраты проекта;
- затраты на специальное оборудование
- основная заработная плата исполнителей проекта;
- дополнительная заработная плата исполнителей проекта;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы.

3.5.1 Расчет материальных затрат исследования

К материальным затратам относятся: приобретаемые со стороны сырье и материалы, покупные материалы, канцелярские принадлежности, картриджи и т.п.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------------|------|
| | | | | | Финансовый менеджмент | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 58 |

Таблица 3.6 — Материальные затраты

| Наименование | Единица измерения | Количество | Цена за ед., руб. | Затраты на материалы 3м, руб. |
|---|-------------------|------------|-------------------|-------------------------------|
| Набор инструментов | шт | 1 | 4880 | 4880 |
| Перчатки | пара | 3 | 91 | 273 |
| спецодежда | комплект | 3 | 5600 | 16800 |
| Каска | Шт | 3 | 250 | 750 |
| Бумага для принтера формата А4 (500 листов) | пачка | 2 | 270 | 540 |
| Ручка шариковая | Шт | 6 | 25 | 150 |
| Карандаш | Шт | 5 | 20 | 100 |
| Краска для принтера | Шт | 1 | 600 | 600 |
| Итого, руб. | | | | 24093 |

В сумме материальные затраты составили 24093 рубля. Цены взяты средние по городу Томску.

3.5.2 Расчет затрат на специальное оборудование для проведения исследования

В данную статью включают все затраты, связанные с приобретением специального оборудования (приборов, контрольно-измерительной аппаратуры, устройств и механизмов), необходимого для проведения диагностики.

Все расчеты по приобретению спецоборудования, используемого для каждого исполнения, приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 — Затраты на приобретение спецоборудования

| № | Наименование оборудования | | | Количество единиц оборудования | | | Цена единицы оборудования, тыс. руб | | | Общая стоимость оборудования, тыс. руб. | | |
|--------|---|---------|--------|--------------------------------|-------|-------|-------------------------------------|-------|-------|---|-------|-------|
| | Исп.1 | Исп.2 | Исп.3 | Исп.1 | Исп.2 | Исп.3 | Исп.1 | Исп.2 | Исп.3 | Исп.1 | Исп.2 | Исп.3 |
| 1 | АДП-3101 | КВАРЦ-2 | АГАТ-М | 1 | 1 | 1 | 390,2 | 542,8 | 327,6 | 390,2 | 542,8 | 327,6 |
| 2 | Ноутбук Acer Swift 3 SF314-56-349F NX.H4CER.007 | | | 1 | 1 | 1 | 47,9 | 47,9 | 47,9 | 47,9 | 47,9 | 47,9 |
| Итого: | | | | | | | | | | 438,1 | 590,7 | 375,5 |

Учтем затраты на доставку в размере 15% от его цены, тогда затраты на приобретение спецоборудования для трех исполнений станут равны:

$$Z_{об1+дост} = Z_{об1} \cdot 1,15 = 438,1 \cdot 1,15 = 503,815 \text{ тыс. руб} \quad (3.12)$$

$$Z_{об2+дост} = Z_{об2} \cdot 1,15 = 590,7 \cdot 1,15 = 679,305 \text{ тыс. руб} \quad (3.13)$$

$$Z_{об2+дост} = Z_{об2} \cdot 1,15 = 375,5 \cdot 1,15 = 431,825 \text{ тыс. руб} \quad (3.14)$$

3.5.3 Основная заработная плата исполнителей исследования

Статья включает в себя основную заработную плату $Z_{осн}$ и дополнительную заработную плату $Z_{доп}$.

$$Z_{зп} = Z_{осн} + Z_{доп} \quad (3.15)$$

Дополнительная заработная плата составляет 12-20 % от $Z_{осн}$. Основная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{осн} = Z_{дн} \cdot T_p \quad (3.16)$$

где T_p – продолжительность работ, раб.дн. (табл. 3.4);

$Z_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

$$Z_{дн} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} \quad (3.17)$$

где Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени, раб.дн..

При отпуске в 28 раб.дней $M=11$ месяцев, 5-дневная неделя.

При отпуске в 56 раб.дней $M=10$ месяцев, 6-дневная неделя.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------------|------|
| | | | | | Финансовый менеджмент | Лист |
| | | | | | | 60 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} \quad (3.18)$$

где $З_{\text{тс}}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $З_{\text{тс}}$);

$k_{\text{д}}$ – коэффициент доплат и надбавок, принимаем 0,2;

$k_{\text{р}}$ – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

3.5.4 Дополнительная заработная плата исполнителей исследования

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций.

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}} \quad (3.19)$$

Оклады взяты в соответствии с занимаемыми должностями ТПУ.

Расчет заработной платы руководителя (шестидневная рабочая неделя):

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} = 27300 \cdot (1 + 0,3 + 0,2) \cdot 1,3 = 53235 \text{ руб} \quad (3.20)$$

$$З_{\text{дн}} = \frac{53235 \cdot 10}{365 - 66 - 56} = 2191 \text{ руб} \quad (3.21)$$

$$З_{\text{осн}} = 2191 \cdot 7,7 = 16871 \text{ руб} \quad (3.22)$$

$$З_{\text{доп}} = 0,18 \cdot 16871 = 3037 \text{ руб} \quad (3.23)$$

Расчет заработной платы инженера (пятидневная рабочая неделя):

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} = 16200 \cdot (1 + 0,3 + 0,2) \cdot 1,3 = 31590 \text{ руб} \quad (3.24)$$

$$З_{\text{дн}} = \frac{31590 \cdot 10}{365 - 117 - 28} = 1580 \text{ руб} \quad (3.25)$$

$$З_{\text{осн}} = 1580 \cdot 46,2 = 72996 \text{ руб} \quad (3.26)$$

$$З_{\text{доп}} = 0,18 \cdot 72996 = 13139 \text{ руб} \quad (3.27)$$

Результаты расчета по заработной плате всех исполнителей проекта

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------------|------|
| | | | | | Финансовый менеджмент | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 61 |

приведены в таблице 3.8.

Таблица 3.8 — Расчет заработной платы

| Исполнитель ьпроекта | З _{тс} , руб | к _{пр} | к _д | к _р | З _м , руб. | З _{дн} , руб | Т _р , раб · дн. | З _{осн} , руб | к _{до} п, ру б. | З _{доп} , руб. | Итог о, руб. |
|-------------------------|--------------------------|-----------------|----------------|----------------|--------------------------|--------------------------|-------------------------------------|------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|--------------------|
| Руководитель | 27300 | 0,3 | 0,2 | 1,3 | 53235 | 2191 | 7,7 | 16871 | 0,18 | 3037 | 19908 |
| Инженер | 16200 | | | | 31590 | 1580 | 46,2 | 72996 | | 13139 | 86135 |

В результате данных расчетов посчитана основная заработная плата у исполнителей проекта. Из таблицы 8 видно, что ставка руководителя наибольшая, но итоговая основная заработная плата получилась наибольшей у инженера, так как основная заработная плата зависит от длительности работы проекта.

3.5.5 Отчисления во внебюджетные фонды

Отчисления во внебюджетные фонды включают в себя установленные законодательством Российской Федерации нормы органов государственного социального страхования (Фсс), пенсионный фонд (ПФ) и медицинское страхование (ФФОМс) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}) \quad (3.28)$$

где $k_{внеб}$ — коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды. На 2019 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ (ред. От 19.12.2016) установлен размер страховых взносов равный 30 %.

В таблице 3.9 представлены результаты по расчет у отчислений во внебюджетные фонды всех исполнителей.

Таблица 3.9 — Отчисления во внебюджетные фонды

| Исполнитель проекта | Основная заработная плата, руб. | Дополнительная заработная плата, руб. |
|---|------------------------------------|---|
| Руководитель | 16871 | 3037 |
| Инженер | 72996 | 13139 |
| Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды | 0,3 | |
| Итого | | |
| Руководитель | 597 2 | |
| Инженер | 258 41 | |

3.5.6 Накладные расходы

Накладные расходы включают прочие затраты организации, которые не учтены в предыдущих статьях расходов: оплата услуг связи, электроэнергии, интернета и т.д.

Накладные расходы:

$$З_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 5) \cdot k_{\text{нр}} \quad (3.29)$$

где $k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы, 16%.

$$З_{\text{накл}} = (З_{\text{м}} + З_{\text{об}} + З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}} + З_{\text{внеб}}) \cdot 0,16 \quad (3.30)$$

$$З_{\text{накл}1} = (24093 + 503815 + 89867 + 16176 + 31813) \cdot 0,16 = 106522$$

$$З_{\text{накл}2} = (24093 + 679305 + 89867 + 16176 + 31813) \cdot 0,16 = 134600$$

$$З_{\text{накл}3} = (24093 + 431825 + 89867 + 16176 + 31813) \cdot 0,16 = 95004$$

3.5.7. Формирование бюджета на научно-исследовательский проект

Рассчитанная величина затрат на исследование является основой для формирования бюджета затрат проекта. Определение бюджета затрат на проект приведено в таблице 3.10.

Таблица 3.10 — Бюджет затрат на исследование

| Наименование статьи | сумма, руб. | | | Примечание |
|---|-------------|--------|--------|---------------------|
| | Исп. 1 | Исп. 2 | Исп. 3 | |
| 1. Материальные затраты | 24093 | 24093 | 24093 | Пункт 5.1 |
| 2. Затраты на специальное оборудование | 503815 | 679305 | 431825 | Пункт 5.2 |
| 3. Затраты по основной заработной плате | 89867 | 89867 | 89867 | Пункт 5.3 |
| 4. Затраты по дополнительной заработной плате | 16176 | 16176 | 16176 | Пункт 5.4 |
| 5. Отчисления во внебюджетные фонды | 31813 | 31813 | 31813 | Пункт 5.5 |
| 6. Накладные расходы | 106522 | 134600 | 95004 | 16% от суммы ст.1-5 |
| Бюджет затрат на исследование | 772286 | 975854 | 688778 | сумма ст.1-6 |

Бюджет затрат проекта по исполнению №1 равен 772286 рублей, по исполнению №2 – 975854 рублей, по исполнению №3 – 688778 рублей. Наибольший процент бюджета во всех случаях составляет дорогостоящее специальное оборудование (от 62 до 69%).

3.6. Определение ресурсоэффективности проекта

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} \quad (3.31)$$

где $I_{\text{финр}}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{pi} – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость научноисследовательского проекта.

Для 1-ого варианта исполнения имеем:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп1}} = \frac{\Phi_{p1}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{772286}{975854} = 0,791 \quad (3.32)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------------|------|
| | | | | | Финансовый менеджмент | Лист |
| | | | | | | 64 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Для 2-ого варианта исполнения имеем:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп2}} = \frac{\Phi_{p2}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{975854}{975854} = 1 \quad (3.33)$$

Для 3-ого варианта исполнения имеем:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп3}} = \frac{\Phi_{p3}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{688778}{975854} = 0,706 \quad (3.34)$$

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i \quad (3.35)$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности;

a_i – весовой коэффициент разработки;

b_i – балльная оценка разработки.

Таблица 3.11 — сравнительная оценка характеристик разрабатываемого проекта

| Критерии | Весовой коэффициент | Исп.1 | Исп.2 | Исп.3 |
|----------------------------|---------------------|-------|-------|-------|
| 1. Безопасность | 0,2 | 5 | 5 | 5 |
| 2. Надежность | 0,2 | 5 | 5 | 4 |
| 3. Долговечность | 0,2 | 5 | 5 | 3 |
| 4. Удобство в эксплуатации | 0,15 | 4 | 5 | 5 |
| 5. Ремонтопригодность | 0,15 | 4 | 4 | 5 |
| 6. Энергоэкономичность | 0,1 | 4 | 5 | 5 |
| Итого | 1,00 | | | |

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_{p-\text{исп1}} = 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,1 \cdot 4 = 4,6 \quad (3.36)$$

$$I_{p-\text{исп2}} = 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,15 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 + 0,1 \cdot 5 = 4,85 \quad (3.37)$$

$$I_{p-\text{исп3}} = 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 4 + 0,2 \cdot 3 + 0,15 \cdot 5 + 0,15 \cdot 5 + 0,1 \cdot 5 = 4,4 \quad (3.38)$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ($I_{\text{исп}i}$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{\text{исп}i} = \frac{I_{p-\text{исп}i}}{I_{\text{финр}}^{\text{исп}i}} \quad (3.39)$$

$$I_{\text{исп}1} = \frac{4,6}{0,791} = 5,82 \quad (3.40)$$

$$I_{\text{исп.2}} = \frac{4,85}{1} = 4,85 \quad (3.41)$$

$$I_{\text{исп.3}} = \frac{4,4}{0,706} = 6,2 \quad (3.42)$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных.

Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{\text{ср}i}$):

$$\mathcal{E}_{\text{ср}i} = \frac{I_{\text{исп}i}}{I_{\text{исп}min}} \quad (3.43)$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср}1} = \frac{5,82}{4,85} = 1,2 \quad (3.44)$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср}2} = \frac{4,85}{4,85} = 1 \quad (3.45)$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср}3} = \frac{6,2}{4,85} = 1,28 \quad (3.46)$$

Таблица 3.12 — Сравнительная эффективность разработки

| № п/п | Показатель и | Исп.1 | Исп.2 | Исп.3 |
|----------|---|-------|-------|-------|
| 1 | Интегральный финансовый показатель разработки | 0,791 | 1,0 | 0,706 |
| 2 | Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки | 4,6 | 4,85 | 4,4 |
| 3 | Интегральный показатель эффективности | 5,82 | 4,85 | 6,2 |
| 4 | Сравнительная эффективность вариантов исполнения | 1,2 | 1,0 | 1,28 |

Вывод: в результате выполнения данного раздела проведен анализ конкурентных технических решений, с помощью которого выбран наиболее подходящий виброанализатор для проведения диагностики технологической обвязки насосного агрегата, а именно АГАТ-М.

Построен календарный план–график проведения работ по проведению исследования каждого из исполнителей. Общее количество дней на выполнение исследования составляет 78 дня.

Бюджет затрат проекта с использованием виброанализатора АГАТ-М – 688778 рублей, с использованием КВАРЦ-2 – 975854 рублей, с использованием АДП-3101 равен 772286 рублей. Наибольший процент бюджета во всех случаях составляет дорогостоящее специальное оборудование (62 – 69 %).

Сравнение эффективности проведения исследования по каждому исполнению показало экономическую целесообразность реализации работ с помощью виброанализатора АДП-3101, имеющего самый высокий показатель ресурсоэффективности $I_{исп3}=6,2$.

На основании полученных результатов данного раздела делаем вывод о том, что исследование напряженно-деформированного состояния технологического трубопровода является экономически обоснованным и оправданным.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|-----------------------|------|
| | | | | | Финансовый менеджмент | Лист |
| | | | | | | 67 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Глава 4. Социальная ответственность

Магистральная нефтеперекачивающая станция расположена на трассе магистрального нефтепровода.

Является промежуточной станцией участка трассы магистрального нефтепровода. Насосный цех станции оснащен четырьмя магистральными насосами НМ 10000-210, что позволяет вести бесперебойную транспортировку нефти.

В процессе анализа условий и технологий эксплуатации магистральной нефтеперекачивающей станции ключевую роль играют магистральные насосные агрегаты (МНА) и их технологическая обвязка, где существует вероятность проявления вредных и опасных факторов, негативного воздействия на окружающую природную среду, а также возникновения ЧС.

Целью выполнения данного раздела выпускной квалификационной работы является выявление и анализ перечисленных опасностей в рабочей зоне. Место проведения работ – насосный зал. Условия – закрытое помещение.

4.1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

4.1.1 Специальные правовые нормы трудового законодательства

В соответствии с нормативными документами, к работе на нефтеперекачивающей станции допускаются только лица, достигшие 18-летнего возраста, которые прошли медицинский осмотр и не имеют противопоказаний, обученные безопасным методам ведения работы, прошедшие инструктаж на рабочем месте и получившие допуск к самостоятельной работе.

В федеральном законе РФ от 28.12.2013 № 426-ФЗ «О специальной оценке условий труда» указано, что с вредными условиями

| | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|---|--------------------------|--------|
| | | | | | <i>Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций</i> | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Социальная ответственность | Лит. | Лист |
| Руковод. | | Рудаченко А.В. | | | | | Листов |
| Консульт. | | Сечин А.И. | | | | | 68 |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | 108 |
| | | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | |

труда сталкиваются рабочие на предприятиях горной и угольной промышленности, на металлургическом и абразивном производстве, в нефтяной и химической промышленности.

Компенсация за вредные условия труда и ее размер устанавливается на основании статей Трудового кодекса, коллективного договора или иных внутренних документов предприятия. Законодательно предусмотрено, что люди, работающие в опасных условиях, могут получать такие гарантии и компенсации [31]:

- уменьшение количества рабочих часов (36 часов в неделю и меньше),
- оплачиваемый отпуск, являющийся дополнительным и предоставляемым каждый год (не меньше 7 календарных дней),
- рост оплаты труда (не меньше 4% от оклада),
- льготы для пенсионного обеспечения,
- бесплатное лечение и оздоровление,
- выдача расходных материалов – спецодежды, обеззараживающих средств для работы.

4.1.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны исследователя

При диагностировании технического состояния технологического трубопровода, помещения устраивают с учетом санитарных требований, соблюдение которых обязательно при осуществлении производственных процессов объекта. Производственные территории, участки работ и рабочие места обеспечиваются необходимыми средствами коллективной и индивидуальной защиты работающих, первичными средствами пожаротушения, а также средствами связи, сигнализации и другими техническими средствами обеспечения безопасных условий труда. При размещении на производственной территории санитарно-бытовые и производственные помещений, места отдыха, проходы для людей, рабочие места располагаются за пределами опасных зон. На границах зон, постоянно

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 69 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

действующих опасных производственных факторов устанавливают защитные ограждения.

Находясь на территории производственной площадки, в производственных и бытовых помещениях, на участках работ и рабочих местах, работники, а также представители других организаций выполняют правила внутреннего трудового распорядка, принятые в данной организации. Территориально обособленные помещения, площадки, участки работ, рабочие места обеспечиваются телефонной связью или радиосвязью [31].

4.2 Производственная безопасность

Рассмотрим основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы при регистрации и учете дефектов технологического трубопровода нефтеперекачивающей станции в таблице 4.1.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 70 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Таблица 4.1 — Опасные и вредные факторы при диагностировании технического состояния технологической обвязки насосного агрегата

| Наименование видов работ | Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015.) | | Нормативные документы |
|--|---|--|---|
| | Вредные | Опасные | |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| | Физические | | |
| Ремонтно-восстановительные работы при реконструкции технологической обвязки насосного агрегата | | Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования (в т.ч. грузоподъемные) | ГОСТ 12.2.003-91 |
| | | Электрический ток | ГОСТ 12.1.030-81 ГОСТ 12.1.038-82 |
| | | Оборудование и трубопроводы, работающие под давлением | |
| | | Пожаровзрывобезопасность на рабочем месте | ГОСТ 12.1.010-76 ПБ 03-576-2003 32 ФЗ №123 от 22.07.2013 г. |
| | Повышенные уровни шума | | ГОСТ 12.1.003-2014 |
| | Повышенные уровни вибрации | | ГОСТ 12.1.012-2004 |
| | Недостаточная освещенность рабочей зоны | | ГОСТ 12.1.046-2014 |
| | Химические | | |
| | Повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны | | ГОСТ 12.1.005-88 ГОСТ 12.1.007-76 |

4.2.1 Анализ показателей шума на рабочем месте

Действие шума от электродвигателей насосов на человека приводит к снижению внимания и увеличению ошибок при выполнении различных видов работ, замедляет реакцию человека на поступающие от технических устройств сигналы, угнетает центральную нервную систему (ЦНС), вызывает изменения скорости дыхания и пульса, способствует нарушению обмена веществ, возникновению сердечно-сосудистых заболеваний, язвы желудка, гипертонических заболеваний.

Рассматриваемое рабочее место является постоянным и находится на территории предприятия. В соответствии с ГОСТ 12.1.003–2014 [32] для рабочего места такого типа устанавливается эквивалентный уровень звука ≤ 80 дБА. Запрещается даже кратковременное пребывание в зонах с октавными уровнями звукового давления свыше 135 дБ в любой октавной полосе.

При работе насосного агрегата уровень шума может достигать 100 дБ.

Средства и методы коллективной защиты подразделяются на акустические, архитектурно-планировочные, организационно-технические.

- Защита от шума акустическими средствами предполагает:
- звукоизоляцию (устройство звукоизолирующих кабин, кожухов, ограждений, установку акустических экранов);
- звукопоглощение (применение звукопоглощающих облицовок, штучных
- поглотителей);
- глушители шума (абсорбционные, реактивные, комбинированные).

Если невозможно уменьшить шум, действующий на работников, до допустимых уровней, то необходимо использовать средства индивидуальной защиты (СИЗ) — противошумные вкладыши из ультратонкого волокна “Беруши” одноразового использования, а также противошумные вкладыши многократного использования (эбонитовые, резиновые, из пенопласта) в форме конуса, грибка, лепестка. Они эффективны для снижения шума на средних и высоких частотах на 10-15 дБА. Наушники снижают уровень звукового давления на 7-38 дБ в диапазоне частот 125-8 000 Гц. Для предохранения от воздействия шума с общим уровнем 120 дБ и выше рекомендуется применять шлемофоны, оголовья, каски, которые снижают уровень звукового давления на 30-40 дБ в диапазоне частот 125-8 000 Гц [33,34].

4.2.2 Анализ показателей вибрации на рабочем месте

Для санитарного нормирования и контроля используются средние квадратические значения виброускорения или виброскорости, а также их

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 72 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

логарифмические уровни в децибелах. Для первой категории общей вибрации, по санитарным нормам скорректированное по частоте значение виброускорения составляет 62 дБ, а для виброскорости – 116 дБ. Наиболее опасной для человека является вибрация с частотой 6-9 Гц.

Основным источником вибрации в насосах является неоднородность перекачиваемой жидкости. Несовершенства в соединениях валов электрических машин и насосов также являются источниками вибрации. Воздействие вибрации на организм человека может привести к ряду функциональных расстройств различных органов. Вредное действие в 80 проявляется в виде головной боли, повышенной раздражительности, повышенное утомление, некоторое нарушение координации движений. В частных случаях чрезмерное длительное воздействие вибрации приводит развитию вибрационной болезни, которая проявляется в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, в поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорнодвигательного аппарата.

К способам борьбы с вибрацией относятся снижение вибрации в источнике (улучшение конструкции машин, статическая и динамическая балансировка вращающихся частей машин), виброгашение (увеличение эффективной массы путем присоединения машины к фундаменту), виброизоляция (применение виброизоляторов пружинных, гидравлических, пневматических, резиновых и др.) вибродемпфирование (применение материалов с большим внутренним трением), применение индивидуальных средств защиты (виброзащитные обувь, перчатки со специальными упругодемпфирующими элементами, поглощающими вибрацию). [35].

4.2.3 Анализ показателя освещенности рабочей зоны

Для проведения работ необходимо исследовать общее равномерное освещение. При этом параметр освещенности равняется не менее 200 лк независимо от применяемых источников света ГОСТ 12.1.046-2014 [36]. При подъеме или перемещении грузов освещенность места работ в соответствии с

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 73 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

требованиями, равняется не менее 50 лк при работе вручную и не менее 100 лк при работе с помощью машин и механизмов.

Расчет искусственного освещения

Освещение оказывает большое влияние на зрительную работоспособность, физическое и моральное состояние людей, производительность и качество труда.

Следовательно, для сохранения работоспособности в течение рабочей смены необходимым условием является рациональное освещение помещений и рабочих мест, которое обеспечивается естественным и искусственным освещением согласно СНиП 23-05-095 [37].

Освещение удовлетворяет следующим требованиям: равномерность освещения, не вызывать слепящего действия, не образовывать резких теней, быть экономичным.

Источники света, применяемые для искусственного освещения, делят на две группы – газоразрядные лампы и лампы накаливания. Для общего освещения, как правило, применяются газоразрядные лампы как энергетически более экономичные и обладающие большим сроком службы. Наиболее распространёнными являются люминесцентные лампы. По спектральному составу видимого света различают лампы дневной (ЛД), холодно-белой (ЛХБ), тёпло-белой (ЛТБ) и белой цветности (ЛБ). Наиболее широко применяются лампы типа ЛБ. При повышенных требованиях к передаче цветов освещением применяются лампы типа ЛХБ, ЛД. Лампа типа ЛТБ применяется для правильной цветопередачи человеческого лица. Характеристики люминесцентных ламп приведены в табл. 4.2.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|-----------------------------------|-------------|
| | | | | | <i>Социальная ответственность</i> | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 74 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | |

Таблица 4.2 — Основные характеристики люминесцентных ламп

| Мощность, Вт | Напряжение сети, В | Световой поток, лм | | | |
|--------------|--------------------|--------------------|------|------|------|
| | | ЛД | ЛХБ | ЛБ | ЛТБ |
| 15 | 127 | 700 | 820 | 835 | 850 |
| 20 | 127 | 880 | 1020 | 1060 | 1060 |
| 30 | 220 | 1650 | 1940 | 2020 | 2020 |
| 40 | 220 | 2300 | 2700 | 2800 | 2850 |
| 65 | 220 | 3750 | 4400 | 4600 | 4600 |
| 80 | 220 | 4250 | 5000 | 5200 | 5200 |
| 125 | 220 | - | 8000 | - | 8150 |

Дано помещение с размерами: длина $A = 12$ м, ширина $B = 6$ м, высота $H = 4$ м. Высота рабочей поверхности $h_{rp} = 1$ м. Требуется создать освещенность $E = 400$ лк. Коэффициент отражения стен $R_c = 30\%$, потолка $R_n = 50\%$. Коэффициент запаса для помещения с малым выделением пыли при люминесцентных лампах: $k = 1,5$, коэффициент неравномерности $Z = 1,1$. Рассчитываем систему общего люминесцентного освещения.

Выбираем светильники типа ОД, $\lambda = 1,4$

Приняв $h_c = 0,6$ м, определяем расчетную высоту.

$$h = H - h_c - h_{rp} = 4 - 0,6 - 1 = 2,4 \text{ м} \quad (4.1)$$

Расстояние между светильниками:

$$L = 1,4 \cdot 2,4 = 3,36 \text{ м}; \quad (4.2)$$

Расстояние от крайнего ряда светильников до стены:

$$L/3 = 3,36/3 = 1,12 \text{ м}; \quad (4.3)$$

Определяем количество рядов светильников и количество светильников в ряду:

$$n_{\text{ряд}} = \frac{(B - \frac{2}{3}L)}{L} + 1 = \frac{(6 - \frac{2}{3} \cdot 3,36)}{3,36} + 1 \approx 3 \quad (4.4)$$

$$n_{\text{св}} = \frac{(A - \frac{2}{3}L)}{l_{\text{св}} + 0,5} + 1 = \frac{(12 - \frac{2}{3} \cdot 3,36)}{0,93 + 0,5} + 1 \approx 8 \quad (4.5)$$

Размещаем светильники в три ряда. В каждом ряду можно установить 8 светильников типа ОД мощностью 30 Вт (с длиной 0,93 м), при этом разрывы между светильниками в ряду составят 29 см. Изображаем в масштабе план помещения и размещения на нем светильников (рисунок 4.1).

Учитывая, что в каждом светильнике установлено две лампы, общее число ламп в помещении $N = 48$.

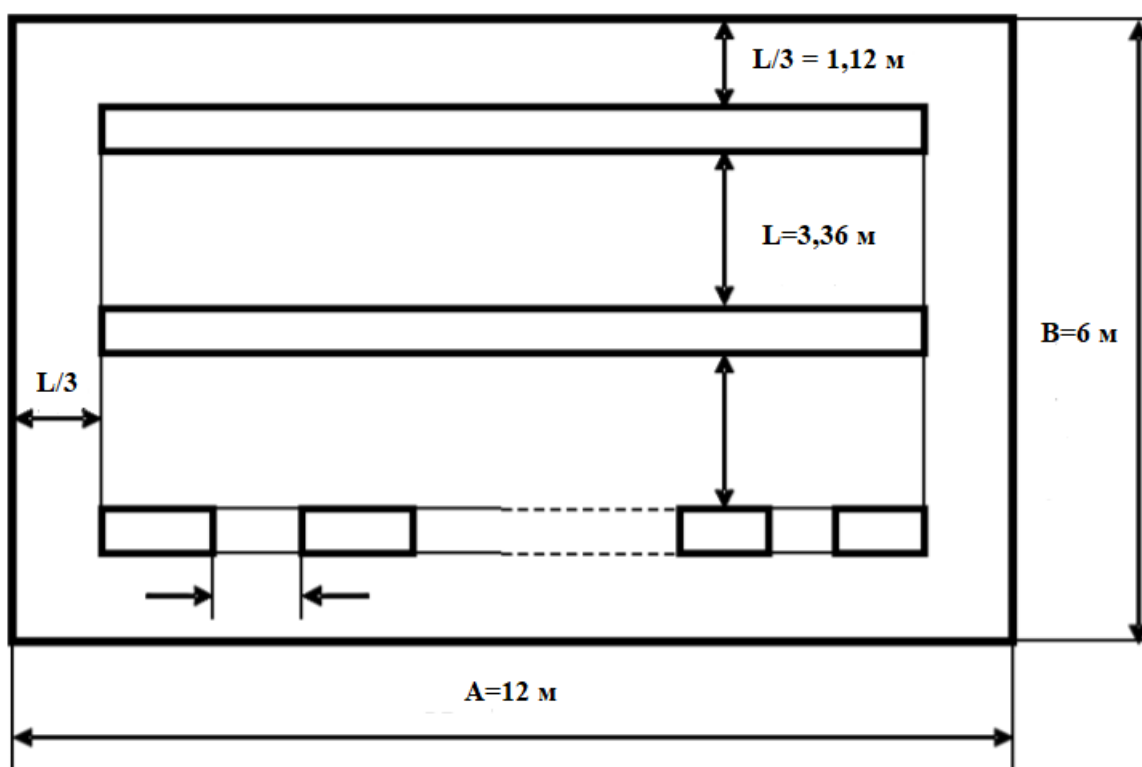


Рисунок 4.1 — План помещения и размещения светильников с люминесцентными лампами

Находим индекс помещения

$$i = \frac{S}{h \cdot (A+B)} = \frac{72}{2,4 \cdot (12+6)} \approx 1,75 \quad (4.6)$$

По табл.5.3 определяем коэффициент использования светового потока:

$$\eta = 0,48$$

Определяем потребный световой поток ламп в каждом из рядов:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot K_3 \cdot \gamma}{N_{\text{л}} \cdot \eta} = \frac{400 \cdot 72 \cdot 1,5 \cdot 1,1}{48 \cdot 0,48} \approx 2063 \quad (4.7)$$

По табл. 4.3 выбираем ближайшую стандартную лампу – ЛТБ 30 Вт с потоком 2020 лм. Делаем проверку выполнения условия:

$$-10\% \leq \frac{\Phi_{\text{л.станд}} - \Phi_{\text{л.расч}}}{\Phi_{\text{л.станд}}} \cdot 100\% \leq +20\% \quad (4.8)$$

Получаем $-10\% \leq 2,1\% \leq +20\%$

Определяем электрическую мощность осветительной установки

$$P = 48 \cdot 30 = 1440 \text{ B}_T \quad (4.9)$$

Таблица 4.3 — Коэффициенты использования светового потока светильников
с лампами накаливания η , %

| Тип светиль ника | У | | | ШМ | | | ЛЦ | | | ГС | | | П У | |
|------------------------|-------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|--------|----|
| ρ _н , % | 30 | 50 | 70 | 30 | 50 | 70 | 30 | 50 | 70 | 30 | 50 | 70 | 30 | 50 |
| ρ _с , % | 10 | 30 | 50 | 10 | 30 | 50 | 10 | 30 | 50 | 10 | 30 | 50 | 10 | 30 |
| i | Коэффициенты использования, % | | | | | | | | | | | | | |
| 0,5 | 21 | 24 | 28 | 8 | 9 | 12 | 14 | 16 | 20 | 19 | 21 | 25 | 15 | 18 |
| 0,6 | 27 | 30 | 34 | 10 | 12 | 16 | 19 | 21 | 25 | 24 | 27 | 31 | 19 | 22 |
| 0,7 | 32 | 35 | 38 | 12 | 14 | 18 | 23 | 24 | 29 | 29 | 31 | 34 | 22 | 25 |
| 0,8 | 35 | 38 | 41 | 14 | 16 | 20 | 25 | 26 | 31 | 32 | 33 | 37 | 24 | 28 |
| 0,9 | 38 | 40 | 44 | 16 | 17 | 21 | 27 | 29 | 33 | 34 | 36 | 39 | 26 | 30 |
| 1,0 | 40 | 42 | 45 | 17 | 19 | 22 | 29 | 31 | 34 | 36 | 38 | 40 | 28 | 32 |
| 1,1 | 42 | 44 | 46 | 17 | 19 | 23 | 30 | 32 | 36 | 37 | 39 | 41 | 30 | 34 |
| 1,25 | 44 | 46 | 48 | 19 | 21 | 24 | 31 | 34 | 38 | 39 | 41 | 43 | 32 | 36 |
| 1,5 | 46 | 48 | 51 | 21 | 23 | 27 | 34 | 37 | 41 | 41 | 43 | 46 | 36 | 39 |
| 1,75 | 48 | 50 | 53 | 22 | 25 | 29 | 36 | 39 | 43 | 43 | 44 | 48 | 39 | 42 |
| 2,0 | 50 | 52 | 55 | 24 | 27 | 30 | 38 | 41 | 45 | 44 | 46 | 49 | 41 | 44 |
| 2,25 | 55 | 57 | 60 | 25 | 28 | 31 | 44 | 47 | 51 | 47 | 47 | 50 | 43 | 45 |
| 2,5 | 54 | 55 | 59 | 27 | 29 | 33 | 41 | 45 | 48 | 48 | 49 | 52 | 44 | 46 |
| 3,0 | 55 | 57 | 60 | 28 | 31 | 35 | 44 | 47 | 51 | 49 | 51 | 53 | 46 | 49 |

| | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| 3,5 | 56 | 58 | 61 | 30 | 33 | 37 | 45 | 49 | 52 | 50 | 52 | 54 | 48 | 51 |
| 4,0 | 57 | 59 | 62 | 31 | 35 | 38 | 46 | 50 | 54 | 51 | 53 | 55 | 50 | 52 |

4.2.4 Анализ влияния токсичных и вредных веществ

Насосный зал общего укрытия МНА является наиболее опасным объектом на НПС, поскольку здесь сконцентрировано наибольшее количество токсичных газов, к которым относятся пары нефти, сероводорода, метана, легких углеводородов.

Воздушные смеси и газы, скапливающиеся в насосном зале, по степени воздействия на организм человека относятся к третьему и четвертому классу.

Таблица 4.4 — Предельно допустимые концентрации вредных веществ, скапливающихся в насосном зале [38]

| Вещество | ПДК в воздухе рабочей зоны, мг/м ³ | Класс опасности |
|--|---|-----------------|
| Сероводород в смеси с углеводородами C1 – C5 | 3 | III |
| Бензол | 5 | |
| Окислы азота | 5 | |
| Масла минеральные нефтяные | 5 | |
| Сероводород | 10 | |
| Пары нефти | 10 | |
| Оксид углерода | 20 | IV |
| Нитросоединения метана | 30 | |
| Ксилол | 50 | |
| Толуол | 50 | |
| Бензин | 100 | |

Все из перечисленных газов и смесей газов относятся к ядам и оказывают отравляющее воздействие на организм человека.

Мероприятия по снижению загазованности и защиты организма человека: исключение источников газообразования; уменьшение концентрации токсичных газов путем проветривания насосного зала; применение средств индивидуальной и коллективной защиты; исключение или снижение необходимости присутствия человека путем автоматизации

процессов и дистанционным их управлением. Для поддержания оптимальных показателей микроклимата в рабочей зоне, в помещении работают системы вентиляции

4.2.5 Анализ влияния механизмов и оборудования

Движущиеся машины и механизмы производственного оборудования Магистральные насосные агрегаты, расположенные в насосном зале, имеют вращающиеся части, которые могут привести к механическому воздействию на организм человека. Все движущиеся и вращающиеся части МНА, в который входят двигатель и насос, а также передача от двигателя к насосу ограждаются специальными съемными кожухами, чтобы исключить попадание в движущиеся и вращающиеся части. Ремонт и осмотр огражденных частей механизмов и снятие ограждений допускается только после полной остановки механизма [39].

4.2.6 Анализ электробезопасности

Поскольку МНА является весьма энергоемким объектом, то возникает опасность поражения электрическим током, а также опасность возникновения пожара и/или взрыва. Произойти это может в результате: случайного прикосновения к токоведущим элементам; ошибочных действий персонала; нарушения изоляции проводов; аварии.

Асинхронный электродвигатель насоса работает от сети трехфазного переменного тока частотой 50 Гц. Электрооборудование в обязательном порядке имеет заземление и обозначение различными предупредительными знаками, поскольку рабочая зона взрывоопасна.

МНА относится к категории пожаровзрывоопасности Б_н, так как в нем перекачиваются легковоспламеняющиеся жидкости с температурой сгорания более 28 градусов по температуре Цельсия. Пыли и паровоздушных смесей с образованием волн давления превышает 10^{-6} [40].

Меры защиты: применение защитного зануления, защитного заземления, защитного отключения; обеспечение изоляции, ограждения и недоступности электрических цепей; использование предупредительных

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 80 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

плакатов и знаков безопасности; применение средств индивидуальной защиты: диэлектрических перчаток и бот, диэлектрических резиновых ковриков, инструментов с изолированными ручками. По электроопасности насосный зал относится к классу повышенной опасности, так как напряжение оборудования больше 1000 В, а также наличие сырости или токопроводящей пыли. [41].

4.2.7 Анализ влияния аппаратов под давлением

При несоблюдении правил безопасности при изготовлении, монтаже и эксплуатации оборудование, работающее под высоким давлением, обладает повышенной опасностью.

Причинами разрушения или разгерметизации систем повышенного давления могут быть: внешние механические воздействия, старение систем (снижение механической прочности); нарушение технологического режима; конструкторские ошибки; изменение состояния герметизируемой среды; неисправности в контрольно-измерительных, регулирующих и предохранительных устройствах; ошибки обслуживающего персонала и т. д.

Основным требованием к конструкции оборудования работающего под высоким давлением является надежность обеспечения безопасности при эксплуатации и возможности осмотра и ремонта. специальные требования предъявляются к сварным швам. Они доступны для контроля при изготовлении, монтаже и эксплуатации, располагаться вне опор сосудов. сварные швы делаются только стыковыми.

Ответственность за исправное состояние и безопасную эксплуатацию сосудов возложена на специалиста, которому подчинен персонал, обслуживающий сосуда (начальник компрессорной, начальник участка, старший мастер участка и т. д.).

4.2.8 Анализ пожарной безопасности

Горючие газы и пары легко воспламеняющихся жидкостей способны образовывать в смеси с кислородом воздуха взрывчатые смеси. с целью обеспечения взрывопожаробезопасности для всех веществ установлена

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 81 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

предельно-допустимая взрывобезопасная концентрация (ПДВК), составляющая 5% величины НКПР.

Пожары горючих жидкостей относятся к классу пожара В, поэтому насосная установка должна быть оснащена ручными порошковыми огнетушителями ОП – 8 штук, либо одним передвижным огнетушителем вместимостью 100 л. Возле места подключения насосного агрегата должны находиться 2 пожарных щита ШП - В, укомплектованные ломом, ведром, лопатой совковой, лопатой штыковой, асбестовым полотном, грубошерстной тканью или войлоком и ящиком с песком.

Основные причины пожаров и взрывов на НПС: паровоздушная взрывоопасная смесь, образовавшаяся в резервуарах и емкостях; легковоспламеняющиеся жидкости, используемые на малярных участках и в цехах предприятий; горючая пыль и волокна в помещениях; нагревающиеся проводники в электроустановках. По пожаро и взрывоопасности, помещение насосного зала относится к классу В-1А, так как взрывоопасные смеси горючих газов или паров с воздухом не образуются при нормальной эксплуатации, а только в результате аварий или неисправностей.

Методы снижения пожаровзрывоопасности:

1. Исключение источников газообразования (соблюдение правил эксплуатации, противокоррозионная защита, своевременная замена уплотнений насосов и запорной арматуры).
2. Исключение причин возникновения пожаров и взрывов.
3. Уменьшение концентрации взрывоопасных газов путем проветривания насосного зала.
4. Контроль загазованности газоанализаторами.
5. Применение электрооборудования во взрывобезопасном исполнении.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 82 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

4.3 Экологическая безопасность

4.3.1 Анализ влияния технологии перекачки на сферы жизнеобеспечения

Загрязняющие вещества, такие как нефть, масла, растворители, шлам очистки насосов от нефти поступают в гидросферу в составе сточных вод от многих объектов НПС, в том числе и магистральной насосной, где причиной этого могут быть ремонтные работы, несоблюдение правил эксплуатации оборудования, износ уплотнений насосов, аварии.

4.3.2 Обоснование мероприятий по защите окружающей среды

Одним из природоохранных мероприятий для минимизации вредного воздействия является очистка сточных вод. Применяются следующие методы очистки: механическая (центрифугирование), химическая (адсорбция, ионообменный метод), физико-химическая (электрофлотация, электродиализ, электрофорез, электрокоагуляция), термическая, биологическая.

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|-----------------------------------|-------------|
| | | | | | <i>Социальная ответственность</i> | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 83 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | |

Таблица 4.5 — Вредные воздействия на окружающую среду и природоохранные мероприятия при управлении перекачкой товарной нефти по магистральному нефтепроводу [42]

| Природные ресурсы и компоненты окружающей среды | Вредные воздействия | Природоохранные мероприятия |
|---|---|---|
| Атмосфера | Выбросы загрязняющих веществ в атмосферу из магистральной насосной по причине не плотности технологического оборудования | 1. Проверка оборудования на прочность и герметичность; 2. Соблюдение правил эксплуатации; 3. Своевременная замена уплотнений насосов и запорной арматуры; 4. Оснащение системой контроля загазованности |
| Вода и водные ресурсы | Попадание в гидросферу загрязняющих веществ, таких как нефть, масла, растворители, шлам очистки насосов от нефти в составе сточных вод от магистральной насосной по причине ремонтных работ, несоблюдения правил эксплуатации оборудования, износа и уплотнений насосов | 1. Своевременный осмотр оборудования и устранение несоответствий паспортным требованиям; 2. Своевременная уборка отходов в специально отведенные места с дальнейшей транспортировкой до мест переработки; 3. Очистка, а затем отвод сточных воды с объектов НП только соответствующих нормативным требованиям |
| Земля и земельные ресурсы | Утечки нефти, масла и других загрязняющих веществ в результате ремонтных работ, несоблюдения правил эксплуатации оборудования, износа уплотнений насосов; загрязнение почвы в результате неправильной утилизации отработанных ламп | 1. Проведение своевременного осмотра оборудования и устранение несоответствий паспортным требованиям складирование отходов в специальные металлические контейнеры с последующим вывозом на полигоны промышленных отходов |

4.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

4.4.1 Анализ вероятных ЧС, которые могут возникнуть при работе НПС

Перечень возможных чрезвычайных ситуаций (ЧС):

- стихийного характера (лесные пожары, наводнения, ураганные ветры);
- социального характера (террористический акт);
- техногенного характера (производственная авария).

Наиболее типичной и опасной является ЧС техногенного характера, в результате которой может произойти неконтролируемые разливы нефти из-за повреждения самого насосного агрегата или его уплотнений.

При возникновении разлива нефти велика вероятность возникновения пожара при: неправильной работе с электрооборудованием; повреждении изоляции энергоснабжения; не соблюдении правил пожарной безопасности при эксплуатации и ремонтных работах [43].

4.4.2 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действий в случае возникновения ЧС

Для снижения риска возникновения ЧС организуется техническая диагностика оборудования, а также его техническое обслуживание и ремонт; осуществляется приобретение современных приборов контроля и сигнализации; проводятся периодические и внеочередные инструктажи с обслуживающим персоналом.

При возникновении аварии, угрожающей взрывом или пожаром, руководитель цеха или другое ответственное лицо, объявляет о вводе в цехе аварийного режима и задействовании планов быстрого реагирования. Имеющимися силами и средствами необходимо принять меры по ликвидации ЧС: прекратить работу производственного оборудования; оказать первую помощь пострадавшим; удалить из помещения за пределы опасной зоны всех рабочих, не занятых ликвидацией пожара; вызвать пожарную часть, медицинскую службу и привести в готовность средства пожаротушения; удалить легко воспламеняемые жидкости и газы из резервуаров и аппаратов,

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------|------|
| | | | | | Социальная ответственность | Лист |
| | | | | | | 85 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

расположенных в зоне аварийного режима, понизить давление в аппаратах; при необходимости вызвать дополнительные силы и средства; обеспечить защиту людей, принимающих участие в тушении пожара, от возможных выбросов горячей нефти, обрушений конструкций, поражений электрическим током, отравлений, ожогов; при необходимости принять меры по устройству обвалований против разлива нефти [44].

Выводы:

Таким образом, в данном разделе были рассмотрены правовые вопросы обеспечения безопасности для лиц, работающих на нефтеперекачивающих станциях, организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны; проанализированы опасные и вредные производственные факторы, обоснованы мероприятия по их устранению; изучены вопросы, касающиеся влиянию работ на экологическую безопасность и безопасность в чрезвычайных ситуациях.

Все требования безопасности в соответствии с нормативно-технической документации соблюдены, за исключением влияния шума и вибрации.

Приведены мероприятия по снижению загазованности и защиты организма человека, методы снижения пожаровзрывоопасности, природоохранные мероприятия при управлении перекачкой товарной нефти по магистральному нефтепроводу. Действия и меры защиты при возникновении чрезвычайных ситуаций.

Заключение

В ходе исследования были изучены источники динамических нагрузок и их характер а также способы снижения динамических нагрузок насосных агрегатов нефтеперекачивающих станций. Были представлены источники возникновения динамических нагрузок на объектах трубопроводного транспорта, а также способы снижения уровня вибраций.

С помощью теоремы Кенига была определена кинетическая энергия системы «ротор-муфта-насос», потенциальная энергия системы, а также с помощью уравнения Лагранжа 2 рода составлено уравнение, связывающее кинетическую и потенциальную энергию с работой обобщенных сил.

Была составлена математическая модель, которая учитывала воздействие сил на систему. С помощью программного комплекса MathCad была решена система составленных дифференциальных уравнений по выбранным обобщенным координатам x, y, z, β . Построенные графики относительно различных точек для разных осей отображают зависимость обобщенных координат от времени, показывая характер изменений виброперемещений, виброскорости, виброускорения. По результатам построенных графиков определяется вид дефекта – динамического, статического и моментного дисбалансов.

Колебания при работе насосного агрегата относительно оси X получились разные по фазе и амплитуде, что доказывает то, что это именно динамический дисбаланс. Амплитуда колебания присутствует в точке А и равняется 9 мм. В точке В наблюдаются пониженные колебания, равные 6 мм. Обусловлено это различием воздействующих на ротор сил внешним сил, а также различием масс.

Исходя из результатов исследований, можно заметить, что значение

| | | | | | | | | |
|------------|------|----------------|---------|------|---|--------------------------|------|--------|
| | | | | | <i>Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций</i> | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | | Симагин С.С. | | | Заключение | Лит. | Лист | Листов |
| Рцковод. | | Рцдаченко А.В. | | | | | 87 | 108 |
| Консульт. | | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | | Шадрина А.В. | | | | | | |
| | | | | | | | | |

среднеквадратических виброскоростей и ускорений в точке А относительно оси Х существенно превышает те же значения в точке В, причем в начальный момент времени из-за краевых условий диапазон изменений колеблется примерно на одном и том же уровне, затем за счет различия сил и масс, скорость изменения смещения в точке А становится существенно выше.

Был получен, случай статического дисбаланса, в котором характер изменения виброперемещений, виброскорости и виброускорения носит несущественный характер изменений (в точке А смещение относительно оси Х, $x=10$ мм, в точке В $d=9,7$ мм, $x'=2,52$ мм/сек, а в точке В $d'=2,63$ мм/сек). На практике данный вид дисбаланса не встречается, так как обычно система «двигатель-муфта-насос» не является идеальной.

При моделировании моментного дисбаланса насосного агрегата, также были получены графики, которые отображают изменение по амплитуде в большей степени в точке А по оси Z.

В соответствии с полученными данными с помощью предложенной математической модели можно, на основе результатов характера изменения виброперемещения, виброскорости и виброускорения определять вид дисбаланса и выбирать наиболее подходящий способ его устранения. Преимущество модели состоит в том, что она позволяет добавлять необходимые параметры движения системы, учитывать неоднородность распределения массы ротора, вала, которые могут возникать в связи с появлением дефектов, а также добавлять воздействие действующих внешних сил на систему, однако она нуждается в доработке, так как погрешность относительно реальных данных составляет около 30-35%.

Использование данной модели помогает выявить признаки которые характеризуют различные виды дефектов, например по различию амплитуды и фазы. Данный подход позволяет обеспечить безаварийную и безопасную работу насосного агрегата и существенно сократить экономические, временные и энергетические затраты на устранение возникающих

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------|------|
| | | | | | Заключение | Лист |
| | | | | | | 88 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

дисбалансов при неоднородности распределения массы, а также повысить достоверность определения дефектов и планирование их ремонтных работ.

Список использованной литературы

- 1) Гумеров, А.Г. Диагностика оборудования нефтеперекачивающих станций / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. - М.: Недра, 2003 - 347 с.
- 2) Бордюгов, С.И. Проблемы нормализации состояния валопроводов ГПА для дожимных компрессорных станций / С.И. Бордюгов, А.В. Чеплыгин, О.В. Ильина, А.И. Резвых // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - 2008. - №2. - С. 23-25.
- 3) Валеев, А.Р. Вибрационная и сейсмическая защита системами с малой жесткостью/ А.Р. Валеев, Г.Е. Коробков // 7th International Youth Oil&Gas Forum. Сб. тез. – Алматы, 2010. - С. 117-120.
- 4) Лисин, Ю.В. Насосный агрегат с виброизолирующей компенсирующей системой / Ю.В. Лисин, А.Г. Гумеров, В.Г. Хангильдин, Р.Г. Исхаков, В.И. Гуртовой // Трубопроводный транспорт нефти. - 2000.- №9. - С. 2-6.
- 5) Гумеров, А.Г. Эксплуатация оборудования нефтеперекачивающих станций / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. - М.: Недра, 2001 - 475 с.
- 6) Агафонов, А.В. Разработка и исследование обвязки магистрального насосного агрегата в условиях повышенной вибрации. / А.В. Агафонов, В.А. Ворков, М.А. Федотенко // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - 2011. - Т. 13, №4(4). - С. 1139-1142.
- 7) Алексеев, С.П. Борьба с шумом и вибрацией в машиностроении / С.П. Алексеев, А.М. Казаков, Н.Н. Колотиллов. - М.: Машиностроение, 2003. - 208 с.

| | | | | | | | |
|------------|----------------|--|---------|------|--|--------------------------|------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | |
| Изм. | Лист | | Подпись | Дата | | | |
| Разраб. | Симагин С.С. | | | | Список использованной литературы | Лит. | Лист |
| Руковод. | Рудаченко А.В. | | | | | | 90 |
| Консульт. | | | | | | | 108 |
| Рук-ль ООП | Шадрина А.В. | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | |
| | | | | | | | |

- 8) Бидерман, В.Л. Справочник по механическим колебаниям. / В.Л. Бидерман. М.: Высш. Школа, 1983. - 245 с.
- 9) Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. В.Л. Бидерман. - М.: Высш. Школа, 1980. - 408 с.
- 10) Блехман, И.И. Вибрационная механика. / И.И. Блехман. - М.: Физматлит, 2006. - 400 с.
- 11) Вибрация энергетических машин. Справочное пособие. / Под ред. д-ра техн. наук проф. Н.В. Григорьева. - Л.: "Машиностроение" (Ленингр. отделение), 2004. - 464 с.
- 12) Гумеров, А.Г. Виброизолирующая компенсирующая система насосно-энергетических агрегатов / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, Р.Г. Исхаков, Л.Ф. Новикова, Т.В. Хангильдин. - Уфа, 2008. - 328 с.
- 13) Гурова, Е.Г. Виброизолирующая подвеска судовой энергетической установки с нелинейным электромагнитным компенсатором жесткости: дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05 / Гурова Елена Геннадиевна. - Новосибирск, 2008. – 198 с.
- 14) Гурова, Е.Г. Результаты испытаний виброизолятора с электромагнитным компенсатором жесткости / Е.Г. Гурова, В.Ю. Гросс // Сибирский научный вестник / Новосиб. гос. акад. вод. трансп. Новосибирск. - 2008.- № 11. - с. 68-70.
- 15) Максимов, С.П. Экспериментальное исследование автоколебаний ротора в подшипниках скольжения / С.П. Максимов. – Изв. АН СССР: Механика и машиностроение. – 1964. - №4. - С. 6.
- 16) Марчик, Н.А. Характеристика вибрационных процессов установок глубокого бурения и методы их снижения / Н.А. Марчик, А.Г. Дербас, О.В. Чернявская и др. // Разработка рудных месторождений. - 2010. – вып. 93 - С. 4.
- 17) Методика диагностирования насосных агрегатов магистральных насосов на базе переносных приборов ВВМ-337. - Уфа: ВНИИСПТнефть, 1988. - 143 с.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | Список использованной литературы | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 91 |

18) Вибродиагностика: Моногр. / Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Голуб Е.С. и др.; Под ред. Г.Ш. Розенберга. - СПб.: ПЭИПК, 2003. – 284 с.

19) Колпаков, А.Л. Вибрация валов насосных агрегатов для перекачки нефти и нефтепродуктов: Дис. ... канд. техн. наук.: 05.04.07 / Колпаков Александр Львович. - Уфа, 1998. – 139 с.

20) Гольдин, А.С. Вибрация роторных машин. / А.С. Гольдин. - М.: Машиностроение, 1999. – 344 с.

21) Бреннер, Н. Экспериментальные исследования динамики кавитирующих насосов // Труды американского общества инженеров-механиков. Теоретические основы инженерных расчетов. - 1978. - №2. - С. 23-25.

22) Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Ред. В.Н. Челомей. – М.: Машиностроение, 1978:

Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В.В.Болотина. 1978. - 352 с. Т.2. Колебания нелинейных механических систем / Под ред. И.И. Блехмана. - 1979.-351 с.

Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. 1980. - 544 с.

Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. -509 с.

Т.5. Измерения и испытания / Под ред. М.Д. Генкина. 1981. - 496 с.

Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. - 1981. -456 с.

23) . Динамика насосных систем. Сборник научных трудов. - Киев: Наукова думка, 1980. - 165 с.

24) Ершов, В.Н. Неустойчивые режимы турбомашин. / В.Н. Ершов. - М.: Машиностроение, 1966.-178 с.

25) . Пилипенко, В.В. Кавитационные колебания и динамика гидросистем / В.В. Пилипенко, В.А. Задорцев, М.С. Натанзян. Кавитационные колебания и динамика гидросистем. - М.: Машиностроение, 1977. -252с.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | Список использованной литературы | Лист |
| | | | | | | 92 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

26) Гумеров, А.Г. Виброизолирующая компенсирующая система насосноэнергетических агрегатов.

27) ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения = Vibration Terms and definitions. - Введ.01.01.1981. – М.: Изд-во стандартов, 1981. - 61с

28) Гумеров, А.Г. Диагностика оборудования нефтеперекачивающих станций / А.Г. Гумеров, Р.С. Гумеров, А.М. Акбердин. - М.: Недра, 2003 - 347 с

29) Персова М.Г. О новом подходе к проектированию электрических машин на основе численного моделирования / М.Г. Персова, Ю.Г. Соловейчик, З.С. Темлякова и др. // Электротехника. – 2007. – № 9. – С. 15–21.

30) Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин / И.П. Копылов. – М.: Высшая школа, 2001. – 327 с.

31) Федеральный закон от 28.12.2013 №426 – ФЗ, О специальной оценке условий труда. – М.: МЦФЭР, 2014. – 120 с

32) ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности.

33) ГОСТ 12.1.029-80. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). средства и методы защиты от шума. Классификация.

34) ГОСТ 12.4.051-87. Система стандартов безопасности труда (ССБТ).

Средства индивидуальной защиты органа слуха. Общие технические требования и методы испытаний.

35) ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования.

36) ГОСТ 12.1.046-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Строительство. Нормы освещения строительных площадок.

37) СП 52.13330.2011 «Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*».

38) ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | Список использованной литературы | Лист |
| | | | | | | 93 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

39) РД 153-39ТН-008-96. Руководство по организации эксплуатации и технологии технического обслуживания и ремонта оборудования и сооружений нефтеперекачивающих станций.

40) НПБ 105-03 Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности. – Взамен НПБ 105-95, НПБ 107-97; введ. 07.08.2003. – Москва: ФГУ ВНИИПО МЧС России, 2003. – 47с.

41) ГОСТ 12.1.030-81. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.

42) Защита окружающей среды при добыче, транспорте и хранении нефти и газа. Кесельман Г. с, Махмудбеков Э. А. – М: Недра, 1981. – 256 с.

43) ОР 07.00-60.30.00-КТН-010-1-00. Технологический регламент НПС.

44) ГОСТ Р 22.3.03-94. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Защита населения. Основные положения.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|----------------------------------|------|
| | | | | | Список использованной литературы | Лист |
| | | | | | | 94 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Приложение А

(справочное)

RESEARCH AND ANALYSIS OF DYNAMIC LOADS IN PUMPING **UNITS OF OIL PUMPING STATIONS**

Студент

| Группа | ФИО | Подпись | Дата |
|--------|--------------------------|---------|------|
| 2БМ91 | Симагин Сергей Сергеевич | | |

Руководитель ВКР

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|-----------|--|---------------------------|---------|------|
| Доцент | Рудаченко Александр Валентинович | к.т.н. | | |

Консультант-лингвист отделения иностранных языков ШБИП

| Должность | ФИО | Ученая степень, звание | Подпись | Дата |
|------------|-----------------------------|---------------------------|---------|------|
| Ст.препод. | Сумцова Ольга Витальевна | к.ф.н. | | |

| | | | | | | | | |
|------------|----------------|----------|---------|------|---|--------------------------|------|--------|
| | | | | | Исследование и анализ динамических нагрузок в насосных агрегатах нефтеперекачивающих станций | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | | | |
| Разраб. | Симагин С.С. | | | | Приложение | Лит. | Лист | Листов |
| Руковод. | Рудаченко А.В. | | | | | | 95 | 108 |
| Консульт. | Сумцова О.В. | | | | | НИ ТПУ ИШПР гр. 2БМ91 | | |
| Рук-ль ООП | Шадрина А.В. | | | | | | | |
| | | | | | | | | |

1. Vibration protection systems and analysis of dynamic loads in pumping units of oil pumping stations

1.1 Sources of vibration at hydrocarbon pipeline transport facilities

In order to ensure a stable and uninterrupted production of fluids, a huge number of pumping units operate at oil pumping stations, which serve to pump oil products and maintain pressure throughout the entire length of the pipeline. These pumps operate with specified characteristics, such as power, the values of which range from 400 to 10,000 kW, as well as the set number of revolutions, which is in the range of 300-7000 per minute. Most of the existing pumps have a working life of about 60,000 hours, so this part of the equipment of the oil pumping station is significantly worn out, as well as its entire linear part. In this regard, the importance of reliability and trouble-free operation of the NPS equipment is the key to successful pumping and transportation of petroleum products [1].

The extraction of natural resources is the most important component of our country both for the economy and for the fuel and energy complex. For PS equipment, as well as for the entire oil and gas industry as a whole, significant criteria have been established for the quality of this equipment, its reliability and operation. However, even with the condition of these requirements, there are many accidents of the equipment of oil pumping stations, associated to a greater extent with the wear of the components of the equipment caused by the accumulation of loads and deformations [2,3].

In most cases, before the equipment breaks down, there is a significant jump in vibration. This is due to the fact that during long operation of the pump, the maximum vibration value increases linearly with a slow speed. In the end, the vibration value begins to grow rapidly, and because of this, the pump unit breaks down [4].

| | | | | | | |
|-------------|-------------|-----------------|----------------|-------------|-------------------|-------------|
| | | | | | <i>Приложение</i> | <i>Лист</i> |
| | | | | | | 96 |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | |

It is due to the dynamic unbalanced overloads of the rotor, which ensures the rotation of the pump, that the pump breaks down [5].

Various studies on this problem show that the reasons for the increase in pump vibration may be different, the main ones are:

- various types of imbalance (static, dynamic, torque) of the rotor rotational components;
- hydrodynamic forces;
- bearing failures, etc.

All problems that arise in pumping units can be divided into 3 groups:

- Unstable position of the pump unit (mounting)
- Malfunctions caused by electromagnetic forces
- Defects caused by hydrodynamic and physical forces (Table 1)

The pump unit consists of 3 components-the engine, the pump and the coupling, which serves to connect them to each other. The forces that cause an increase in vibration are forced to act in the system in the following cases:

- * friction at different points of the pump;
- * dynamic unbalance and imbalance of the motor rotor;
- * the effect of the pumped liquid on the working part of the pumping unit.

In addition, a separate effect is exerted by forces that appear due to the presence of mechanical and electrical vibrations because of breakdowns. Thus, all the forces together affect the pump, increasing the vibration value at the frequencies of individual parts of the pump, and directly on the structures themselves [6-18].

Table 1 — Pump diagnostics

| Vibration modification and analysis | | |
|--|---|---|
| Determining the causes of fluctuations | | |
| Determination of faults related to the rigidity of the unit mounting | Determination of defects of electromagnetic origin | Determination of mechanical and hydrodynamic faults |
| Contour survey | Run-out vibration analysis Frequency analysis of vibration | Frequency analysis (bandpass or harmonic) |

In order to exclude the presence of bearing and coupling malfunctions as well as the working parts of the pump, diagnostics is carried out. In the case when the bearings are not located on the area of the pump housing and the value of the vibration caused by hydrodynamic forces at the points of connection of the bearings is less than the vibration that occurs due to mechanical forces in the bearings, the diagnosis is carried out by high-frequency vibration with a periodicity of 2-6 months. In the opposite case (when the bearings are connected to the pump unit area), a preliminary diagnosis for low and medium frequency vibrations is used, and the frequency is reduced to 1-2 months. The above reliability testing methods are used to detect these defects on the nodes:

- fatigue wear of sliding bearing parts during their long-term operation;
- lubrication status of radial bearings;
- dynamic unbalance of the body system consisting of the motor, coupling and the pump;
- working part of the pump;
- uneven flow rate, the occurrence of cavitation.

The set of problems that arise during the operation of the pumping units is shown in Table 2.

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------|------|
| | | | | | Приложение | Лист |
| | | | | | | 98 |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | |

Table 2 — The problems that arise during the operation of the pumping units are listed [19]

| Designation | Value | Spectrum | Note |
|--|---|--|---|
| Malfunction of the working part of the pump unit | Increasing the speed of the pump rotor | The absence of mechanical unbalance of the rotor, but the presence of hydrodynamic | It occurs mainly in the section of the oil and gas collection pipeline without the formation of bubbles in the liquid |
| Moving the shaft axis | Increasing the speed of the pump rotor | Low frequency vibration of the pump rotor | It is formed mainly in the areas of rotation |
| Self-oscillation | Increasing the frequency of self-oscillation of the working part of the pump unit | Vibration caused by the vibration of the impeller | It is formed mainly on the body |
| Impeller malfunction | Increasing the value of the blade frequency | Vibration caused by vibrations of the blade of the working part | It is formed mainly on the body |

Dynamic, static, and torque instability of the rotor is one of the main reasons for the increase in the vibration value. Due to the influence of the forces arising during the rotation of the rotor, the phenomenon of increased vibration is formed, the totality of all vibrations is a polyharmonic process of the pumping unit [19].

This process is formed when the axis of rotation is shifted, i.e., during the operation of the rotor, there is a misalignment of the center of mass, which arises due to fatigue loads, defects that occurred initially during the installation of the pump unit, as well as breakdowns formed during the operation of the machine [12].

According to Rosenberg's article on vibration diagnostics, there are several types of vibrations that occur due to improper or prolonged operation of the rotor: dynamic, static, and torque [19].

The main forces causing various kinds of imbalance are the forces that arise during the operation of the rotor and they are centrifugal. It is also worth noting that the increase in the vibration value, provided that the frequency has become the same as the speed of the machine, is harmonic.

In the vertical and transverse directions relative to the rotor speed, the main cause of vibration due to the operation of the rotor is a large range of node speeds. It should be noted that these two directions also differ in their frequency. The vibration value on the horizontal axis is much less than the equivalent values of the components on the other axes.

In the phenomenon of increasing the amplitude of vibrations, which arose due to dynamic, static and momentary unbalance, the phenomenon of the second and third harmonics of the frequency caused by a sharp increase in the maximum value of vibration can be observed. But it is worth emphasizing that even in this case, these values are much less than the level of the turnover component. Relative to this value, these vibrations have almost no effect on the vibration value of the entire system [20].

As already described above, all the listed problems that arise during the operation of the pump unit can appear for several main reasons: initially wrong mounted pump units, the accumulation of fatigue stresses, wear, as well as the mismatch of the centers of mass that occur during the rotation of the rotor [21].

In this paper, we will consider a main pump with a supply of 10,000 m³ / h and a head of 210 m, provided that it has another impeller, the supply of which is equal to 1.25 of the nominal value in case of problems in the rotor (unbalance). In order to understand how the unbalance changes, it is necessary to analyze the range of vibration rates in the presence of unbalance (Figure 1)

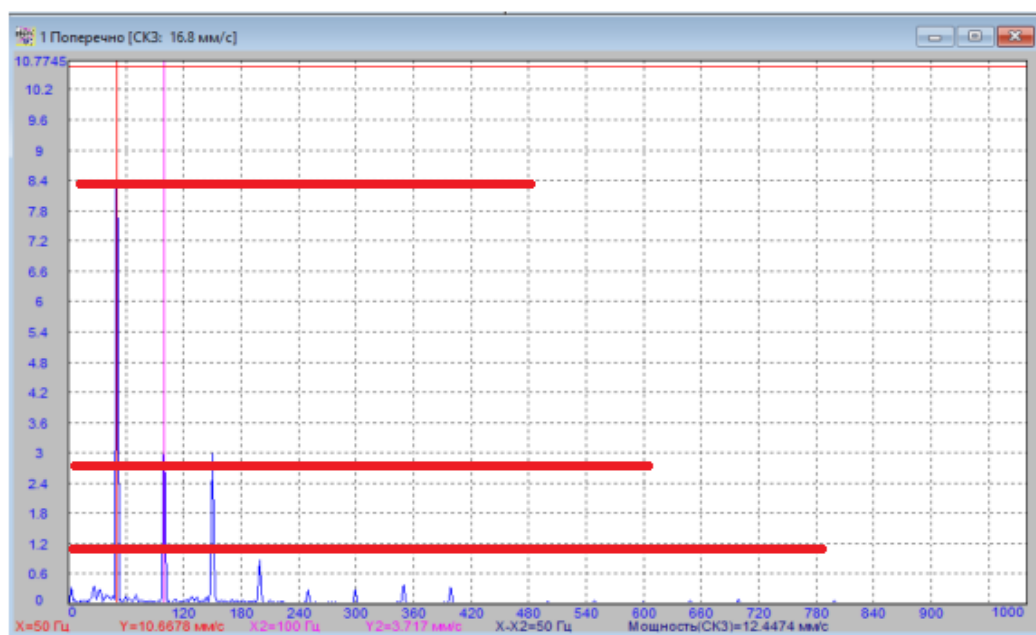
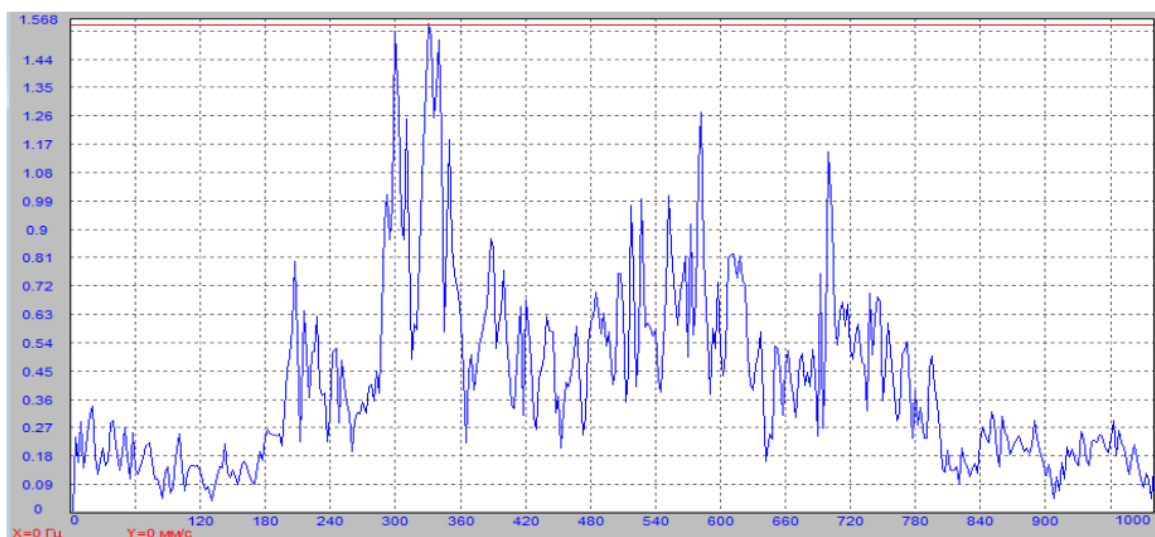


Figure 1 — Range of motor speeds under the condition of unbalance of the motor (rotor) NM 10000-210 with the impeller at 1.25 Q_{nom}

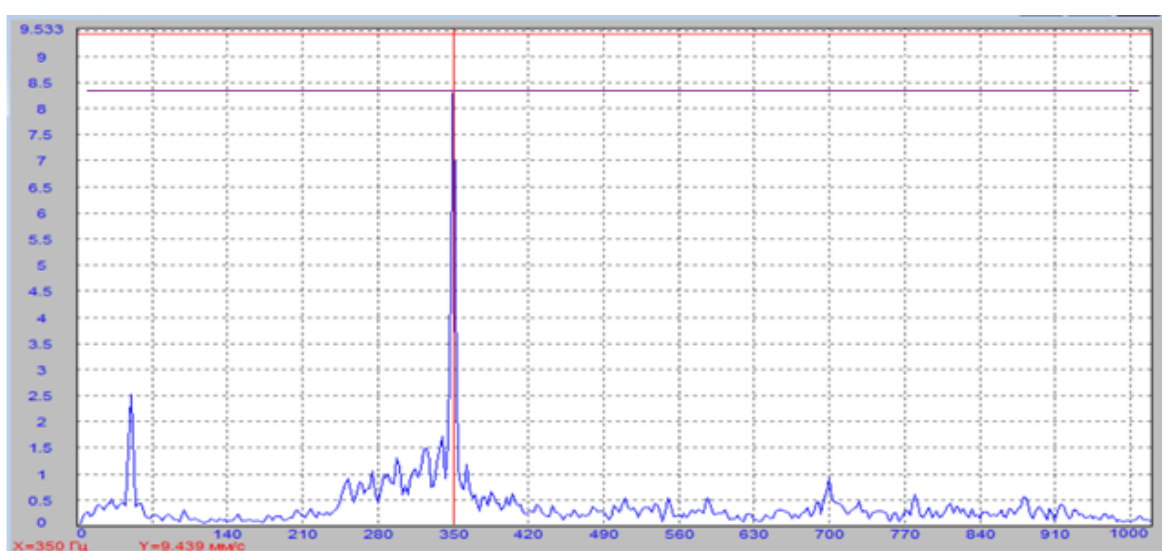
Based on the figure, it can be seen that the vibration phenomenon itself occurs under a given frequency condition of 50 Hz. Due to the impact of fatigue loads, improper mounting of bearings, or the movement of the axis of rotation relative to a fixed coordinate system, the amplitude value of vibration increases with time [19].

The so-called misalignment of the axes occurs when the couplings and their fasteners are incorrectly positioned. Basically, such vibrations are formed in the presence of motors and rotors with large masses, and the reaction force in the bearing is disproportionate. Also, when the pump is operating at a given mode, which is not rated, in most cases, an increased load of parts of the working pump is formed and the risk of failure increases by about 15-20 times. An increase in the vibration amplitude due to hydrodynamic forces is described in a number of sources [22-26]

Vibration disturbances that arise due to the influence of hydrodynamic forces transmitted from the working part of the pump unit to its external part are shown in Figure 2.



a)



b)

Figure 2 Areas of growth of the pump vibration amplitude at a) the formation of bubbles in the liquid b) the impact of hydrodynamic forces

Based on the articles of Blechman and Chelomey, the vibrations that arise due to the influence of hydrodynamic forces can be distinguished as follows: [10; 22]

- 1) The formation of vortices due to the route turning
- 2) Creating vortices due to uneven flow velocity
- 3) Sudden pressure surges
- 4) Fluctuations due to the creation of bubbles on the liquid surface

The process of vortex formation in the pump can have a different nature. For example, at low feed rates, a vortex is formed at the entrance to the impeller [24].

A vortex in the flow occurs for various reasons. With a small supply, the vortex formation process begins in the working part of the pump.

Moreover, in the case of uneven flow, a modified structure of its movement is created in the working part of the pump wheel, provided that additionally there are areas in which there is a complete change in the flow patterns of the laminar and turbulent flow during its movement [26].

Sudden pressure surges occur at the boundary of the pumping mode change, i.e. in areas where the pressure changes.

The origin of vibrations in the pump unit due to the influence of hydrodynamic forces has not been fully investigated, although they have a fairly serious impact on the **performability and reliability of the pump**.

1.2 Ways to reduce the vibration level

There are various ways to reduce vibration. Several categories can be pointed out:

- 1) Lowering the value of the physical influence that comes from the source
- 2) Changing the structure of the pump unit, or its component parts
- 3) Introduction of a mechanical system, the use of which will reduce the impact of vibrations
- 4) The use of insulation, which will reduce the impact of vibrations between their source and the pump unit [26]

In order to reduce the degree of mechanical influence on the vibration value, a repair or update of old pump components, which can cause additional vibrations to the entire working part of the pump, are usually used.

Vibration reduction is normally achieved by replacing worn parts that cause increased vibrations of the mechanism, as well as reducing the imbalance of the rotor. At the same time, it is necessary to reduce vibration during planned repairs of the equipment, since the operation of pumping and gas-pumping units must be continuous, and unscheduled stops occur only in emergency situations [28].

| | | | | | | |
|------|------|----------|---------|------|------------|------|
| | | | | | Приложение | Лист |
| Изм. | Лист | № докум. | Подпись | Дата | | 103 |

Also, the use of vibration isolators, which include a damper, as well as an elastic element (spring), is one of the most well-known methods of protection.

In this paper, we will consider this method in more detail from the point of view of creating a mathematical model (Figure 3).

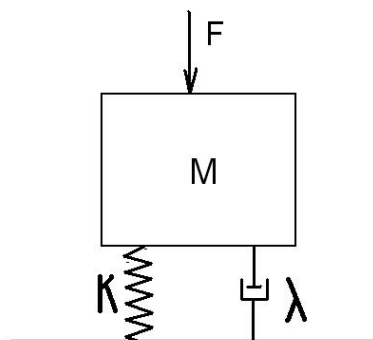


Figure 3 — Plan 1 D

We use a linear model here to show the dissipative effect as well as the counteracting force. Thus, the equation of the system is:

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda \frac{\partial x}{\partial t} + kx = F \sin \omega t \quad (1.1)$$

where m - body mass, kg;

λ - damping coefficient;

k - compression ratio;

x - offset, m;

F –applied force, N;

ω -angular velocity during rotation, rpm.

In reality, the systems under study are complex, and then it is impossible to do without models with several degrees of freedom. To do this, we use a generalized coordinate system the number of which is equal to the number of degrees of the system freedom (Figure 4).

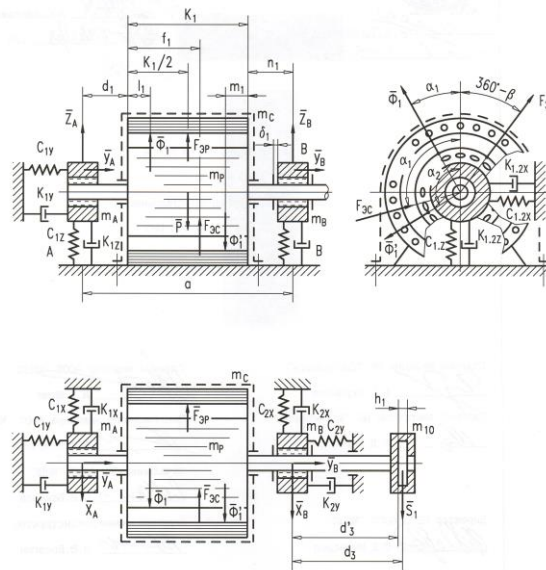


Figure 4 — Engine diagram

In this system, 7 degrees of freedom are listed:

- 2 degrees of freedom in x: x_a, x_b .
- 2 degrees of freedom in y: y_a, y_b .
- 2 degrees of freedom in z: z_a, z_b .
- 1 degree of freedom during rotation: φ .

Currently, we are going to restrict our study to the first six degrees of freedom, which we call "generalized system coordinates", which we formalize when writing q_i, i [29].

2.1 Description of the Lagrange problem

The Lagrangian of the system can be defined by the following equation:

$$L = T - E_p - E_d \quad (2.1)$$

where T is the kinetic energy, E_p is the potential energy, and E_d is the dissipative energy of the system, J .

The Lagrange formula shows:

$$\frac{\delta}{\delta t} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{q}} \right) - \frac{\delta L}{\delta q} = f_i \quad (2.2)$$

where $f_i = \frac{A_i}{\delta q_i}$, and A_i represents the sum of the products of external forces different from those derived from the potential E_p and E_d .

Therefore, we have to determine the entire set of forces acting on the system, as well as the Lagrangian. The effects of stiffness and damping were taken into

account in the Lagrangian. Damping is modeled by dissipative energy, and stiffness is modeled by potential energy.

2.2 Lagrangian expression

Total kinetic energy of the system is as follows:

$$T = \frac{1}{2}I(\dot{\psi}^2) + \sum_{j=a,rotor,b} \frac{1}{2}m_j(\dot{x}_j^2 + \dot{y}_j^2 + \dot{z}_j^2) \quad (2.3)$$

As the coordinates of the center of the rotor C_{rotor} can be written as a function of generalized coordinates:

$$\overline{AC_{rotor}} = \mu \overline{AB} \quad (2.4)$$

A also in a vector form:

$$\begin{pmatrix} x_{rotor} \\ y_{rotor} \\ z_{rotor} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_a \\ y_a \\ z_a \end{pmatrix} + \mu \begin{pmatrix} x_b - x_a \\ y_b - y_a \\ z_b - z_a \end{pmatrix} \quad (2.5)$$

The kinetic energy can be written as follows:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^6 m_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (2.6)$$

With the mass matrix M :

$$M = \begin{pmatrix} m_a + m_1(1 - \mu)^2 & 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 \\ 0 & m_a + m_1(1 - \mu)^2 & 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 \\ 0 & 0 & m_a + m_1(1 - \mu)^2 & 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) \\ m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 & mb + m_1\mu^2 & 0 & 0 \\ 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 & mb + m_1\mu^2 & 0 \\ 0 & 0 & m_1\mu(1 - \mu) & 0 & 0 & mb + m_1\mu^2 \end{pmatrix} \quad (2.7)$$

The potential energy of the system corresponds to:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^6 k_{ij} q_i q_j \quad (2.8)$$

The dissipative energy of the system corresponds to:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^6 \sum_{i=1}^6 \lambda_{ij} \dot{q}_i \dot{q}_j \quad (2.9)$$

Given the potential and dissipative energy formula, we can eventually write the Lagrange equations as follows:

$$\frac{\delta}{\delta t} \frac{\delta T}{\delta \dot{q}_i} - \frac{\delta T}{\delta q_i} + \frac{\delta E_p}{\delta q_i} + \frac{\delta E_d}{\delta \dot{q}_i} = f_i \quad (2.10)$$

It can be simplified as follows:

$$\sum_{j=1}^6 (m_{ij} \ddot{q}_j + \lambda_{ij} \dot{q}_j + k_{ij} q_j) = f_i \quad (2.11)$$

2.3 Expression $f_i = \frac{\delta A_i}{\delta q_i}$

The counteracting force of the rotor can be written as follows:

$$F_{x_{unbalance}} = M_{unbalance} R_{unbalance} \omega^2 \cos \omega t \quad (2.12)$$

$$F_{y_{unbalance}} = M_{unbalance} R_{unbalance} \omega^2 \sin \omega t \quad (2.13)$$

Then the working $\delta A_{unbalance}$ force:

$$\delta A_{unbalance} = M_{unbalance} R_{unbalance} \omega^2 (\delta x_{rotor} \cos \omega t + \delta z_{rotor} \sin \omega t) \quad (2.14)$$

It is also necessary to add the forces of the masses, which are expressed as:

$$\delta A_{rotor} = M_{rotor} g \delta x_{rotor} \quad (2.15)$$

$$\delta A_{poidsA} = M_A g \delta x_A \quad (2.16)$$

$$\delta A_{poidsB} = M_B g \delta x_B \quad (2.17)$$

Writing x_{rotor} and z_{rotor} in generalized coordinates, we get all the f_i -forces:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{xa} = f_1 = (1 - \mu) F_{x_{unbalance}} + P_A + (1 - \mu) P_{rotor} \\ f_{ya} = f_2 = (1 - \mu) F_{y_{unbalance}} \\ f_{za} = f_3 = 0 \\ f_{xb} = f_4 = \mu F_{x_{unbalance}} + P_B + \mu P_{rotor} \\ f_{yb} = f_5 = \mu F_{y_{unbalance}} \\ f_{zb} = f_6 = 0 \end{array} \right. \quad (2.18-2.23)$$

2.4 Numerical simulation of the described model

As a result of numerical research, the spectrum for different rotational velocities was obtained. All measurements show the same characteristics, despite different changes in the mass and stiffness matrices (Figure 5).

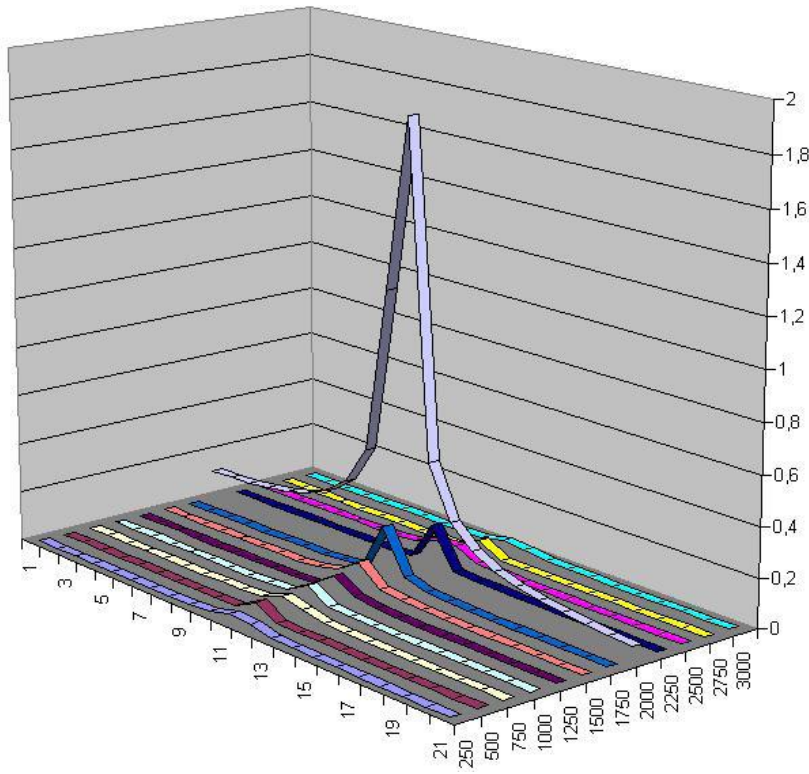


Figure 5 — Spectrum for different rotation speeds

2.5 Non-linearity of the problem

2.6 Problem statement

So far, we have only considered the linear force model, taking into account the systems that can be solved in a matrix way. The equations obtained then had the form (1.1).

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda \frac{\partial x}{\partial t} + kx = F \sin \omega t \quad (2.24)$$

The search for a richer range leads us to considering nonlinear equations that model stiffness and attenuation.

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial \tau^2} + f(x, \dot{x}) \frac{\partial x}{\partial t} + g(x)x = F \sin \omega t \quad (2.25)$$

To understand the importance of these non-linear terms, we are going to show different results of the forced-speed Dong generator.

$$m \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \lambda \frac{\partial x}{\partial t} + kx(x^2 - 1) = F \sin \omega t \quad (2.26)$$

In the phase graphs, we can see the velocity curve as a function of the point solution of the equation (Figure 6).

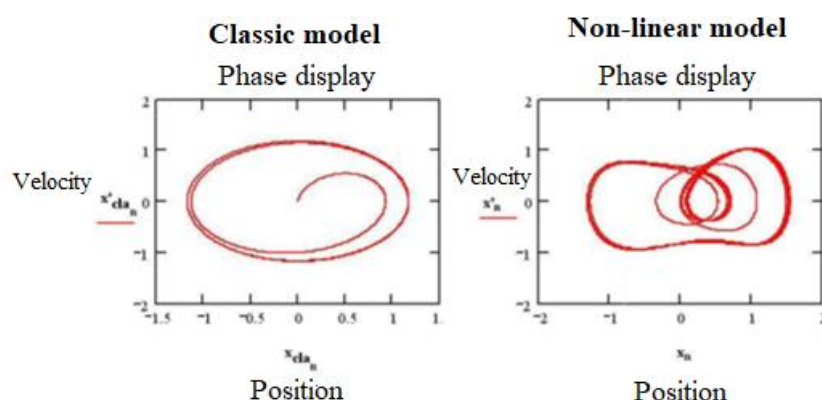


Figure 6 — Phase graphs for $\xi = 0, 426$

On the basis of mathematical operations: numerical simulation of velocity, kinetic and potential energy based on the Lagrange method, the spectrum for different rotational velocities were obtained [30].